



(51) 国際特許分類 F04B 39/00, 39/10, 39/12		A1	(11) 国際公開番号 WO97/47882
			(43) 国際公開日 1997年12月18日(18.12.97)
(21) 国際出願番号 PCT/JP97/02058		(22) 国際出願日 1997年6月12日(12.06.97)	
(30) 優先権データ			
特願平8/153973	1996年6月14日(14.06.96)	JP	
特願平8/286376	1996年10月29日(29.10.96)	JP	
特願平8/296123	1996年11月8日(08.11.96)	JP	
特願平9/24925	1997年2月7日(07.02.97)	JP	
特願平9/26488	1997年2月10日(10.02.97)	JP	
特願平9/93483	1997年4月11日(11.04.97)	JP	
特願平9/128231	1997年5月19日(19.05.97)	JP	
(71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 松下冷機株式会社 (MATSUSHITA REFRIGERATION COMPANY)[JP/JP] 〒577 大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号 Osaka, (JP)		(74) 代理人 弁理士 東島隆治, 外(HIGASHIMA, Takaharu et al.) 〒530 大阪府大阪市北区梅田3丁目2-14 大弘ビル 東島・石井特許事務所 Osaka, (JP)	
(72) 発明者; および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 吉村多佳雄(YOSHIMURA, Takao)[JP/JP] 〒252 神奈川県藤沢市遠藤753番地の36 Kanagawa, (JP)		(81) 指定国 BR, CN, JP, KR, US, 欧州特許 (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).	
		添付公開書類 国際調査報告書	
(54)Title: HERMETIC COMPRESSOR			
(54)発明の名称 密閉型圧縮機			
(57) Abstract			
A hermetic compressor has low noise and high refrigerating capacity. This compressor includes a position adjustment mechanism, a communication cut-off mechanism, a flow path change-over mechanism, etc., in order to dispose an open end portion, inside of a sealed container, of a suction flow path through which a cylinder of a compressor communicates with the inside of the sealed container on a specified plane, so that it coincides with the positions of the nodes of a resonance mode occurring inside the sealed container.			

(5.7) 要約

本発明は低騒音で冷凍能力の高い密閉型圧縮機を提供するものであり、本発明の密閉型圧縮機には、圧縮機のシリンダと密閉容器内とを連通する吸入流路の密閉容器内の開口端部を密閉容器内で発生する共鳴モードの節部の位置と一致するように所定の平面上に配置するために位置調整機構、連通遮断機構、流路切り換え機構等が設けられている。

参考情報

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第一頁に記載されたPCT加盟国を特定するために使用されるコード

AL	アルバニア	RS	スペイン	LR	リベリア	SG	シンガポール
AM	アルメニア	FI	フィンランド	LS	レソト	SI	スロヴェニア
AT	オーストリア	FR	フランス	LT	リトアニア	SK	スロヴァキア共和国
AU	オーストラリア	GA	ガボン	LU	ルクセンブルグ	SL	シエラレオネ
AZ	アゼルバイジャン	GB	英国	LV	ラトヴィア	SN	セネガル
BA	ボスニア・ヘルツェゴビナ	GE	グルジア	MC	モナコ	SZ	スワジランド
BB	バルバドス	GH	ガーナ	MD	モルドヴァ共和国	TD	チャド
BE	ベルギー	GM	ガンビア	MG	マダガスカル	TG	トーゴ
BF	ブルキナ・ファソ	GN	ギニア	MK	マケドニア共和国	TJ	タジキスタン
BG	ブルガリア	GR	ギリシャ		ラヴィア共和国	TM	トルクメニスタン
BJ	ベナン	HU	ハンガリー	ML	マリ	TR	トルコ
BR	ブラジル	ID	インドネシア	MN	モンゴル	TT	トリニダード・トバゴ
BY	ベラルーシ	IL	イスラエル	MR	モーリタニア	UA	ウクライナ
CA	カナダ	IS	アイスランド	MW	マラウイ	UG	ウガンダ
CG	中央アフリカ共和国	IT	イタリア	MX	メキシコ	US	米国
CH	スイス			NE	ニジェール	UZ	ウズベキスタン
CI	コート・ジボアール	JPE	日本	NL	オランダ	VN	ヴィエトナム
CN	中国	KE	ケニア	NO	ノルウェー	YU	ユーゴスラビア
CU	キューバ	KP	朝鮮民主主義人民共和国	NZ	ニュージーランド	ZW	ジンバブエ
CZ	チェコ共和国	KR	韓国	PL	ポーランド		
DE	ドイツ	KZ	カザフスタン	PT	ポルトガル		
DK	デンマーク	LC	セントルシア	RO	ルーマニア		
EE	エストニア	LI	リヒテンシュタイン	RU	ロシア連邦		
		LK	スリランカ	SD	スーダン		
				SE	スウェーデン		

明 細 書

密 閉 型 圧 縮 機

技 術 分 野

本発明は、冷凍冷蔵装置等に使用される密閉型圧縮機に関するものである。

背 景 技 術

冷凍冷蔵装置等に使用される密閉型圧縮機は冷凍能力の向上とともに、低騒音化が強く望まれている。

冷凍能力向上を目的とした従来技術としては、例えば、特開昭57-122192号公報や特開平6-50262号公報に開示された密閉型圧縮機がある。これらの従来技術では、冷媒ガスの吸入が完了する時点でのシリンダー内の圧力を冷凍サイクルの低圧側圧力よりも高め、それにより、シリンダー内に吸い込まれる冷媒ガスの密度を高め、さらに冷凍能力向上を図っている。

また、低騒音化を目的とした従来技術としては、例えば、特開平6-74154号公報に開示された密閉型圧縮機がある。この密閉型圧縮機では、圧縮動作行程における吸入時に発生する密閉容器内の共鳴音の発生を防止するため、冷媒ガスをシリンダー内へ吸入する吸入部を改良している。

以下、図面を参照しながら、低騒音化を図った従来の

密閉型圧縮機の一例について説明する。

図 6 7 は従来の密閉型圧縮機を示す縦断面図であり、図 6 8 は図 6 7 の従来の密閉型圧縮機を示す平面断面図である。

図 6 7 及び図 6 8 において、密閉型圧縮機 1 は、下シェル 3 と上シェル 4 から構成された密閉容器 2 を有している。垂直に配置された密閉容器 2 内の電動圧縮要素 5 は、上方部に機械部 6、下方部にモーター部 7 が配置されるように、コイルばね 8 により密閉容器 2 に弾性支持されている。

機械部 6 は、ブロック 9 と一体に設けられたシリンダー 10、ピストン 11、クランクシャフト 12、コンロッド 13、ベアリング 14、シリンダーヘッド 80 等により構成されている。モーター部 7 は、クランクシャフト 12 が焼ばめ固定されたローター 15 及びステーター 16 により構成されている。ステーター 16 はブロック 9 にねじ止め固定されている。潤滑油 17 は密閉容器 2 の下部に貯溜されている。

図 6 8 における符号 a は、密閉容器 2 の水平断面にて断面積が略最大となる平面上の重心を通る密閉容器 2 の内壁面間の最小距離を示している。言い換えると、密閉容器 2 の内壁面間において、距離 a はピストン 11 の往復方向並びにクランクシャフト 12 の軸方向に対して直角方向の最大距離である。符号 b は前記距離 a の線分と同一水平面上で略直角となる密閉容器 2 の内壁面間の距

離である。すなわち、距離 b は密閉容器 2 の内壁面間のピストン 11 の往復方向の最大距離である。符号 c は密閉容器 2 の内壁上面から潤滑油 17 の油面までのクランクシャフト 12 の軸方向の最大距離である。

密閉容器 2 内の冷媒ガスを吸入する吸入パイプ 18 は、その一端がブロック 9 に固定されており、他端が距離 a で示される線の中心を通り、かつその線と直交する平面上の位置に配置されている。この他端は、開口端部 18a として密閉容器 2 内空間に配置され、シリンダ 10 内の空間と連通している。

以上のように構成された従来の密閉型圧縮機について、以下その動作について説明する。

冷凍冷蔵装置等のシステムから循環してきた冷媒ガスは、一旦密閉容器 2 内空間に開放され、ブロック 9 に固定された吸入パイプ 18 を介してシリンダ 10 内に吸入され、ピストン 11 により圧縮される。その際、冷媒ガスはクランクシャフト 12 の $1/2$ 回転でシリンダ 10 内に吸入され、後の $1/2$ 回転で圧縮される。

このように冷媒ガスは連続的にシリンダ 10 内に吸入されないため、吸入パイプ 18 に冷媒ガスの圧力脈動が生じる。従って、その圧力脈動が密閉容器 2 内の空間を加振し、ピストン 11 の往復方向、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、及びクランクシャフト 12 の軸方向に共鳴モードが発生する。

しかし、吸入パイプ 18 の密閉容器 2 内空間の開口端部 18 a を、距離 a により示される線の中心を通り、かつその線と直交する平面上、すなわちピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に発生した共鳴モードの節部の位置を含む平面上に配置している。

従って、図 67 と図 68 に示した従来の密閉型圧縮機においては、圧力脈動が共鳴モードの節部を加振することになる。このため、従来の密閉型圧縮機には、共鳴モードが励起されず、共鳴音の発生が防止され、共鳴音による騒音が抑制されていた。

また、問題となる共鳴周波数の共鳴モードが密閉容器 2 のピストン 11 の往復方向にある場合には、吸入パイプ 18 の密閉容器 2 内空間の開口端部 18 a を、下記の位置に配置する。図 68 において、開口端部 18 a は、水平断面の重心を通る距離が最小となる距離 a により示される線分 A と同一水平面上で線分 A と略直角となる密閉容器 2 内壁面間の距離 b にて示される線分 B において、その線分 B の中心を通り、かつ線分 B と直交する平面上に配置される。これにより、圧力脈動は共鳴モードの節部にて加振することとなる。このため、共鳴モードは励起されず、共鳴音の発生を抑えることができ、共鳴音による密閉型圧縮機の騒音は抑制される。

また、問題となる共鳴周波数の共鳴モードが密閉容器 2 のクランクシャフト 12 の軸方向にある場合には、吸

入パイプ 18 の密閉容器 2 内空間の開口端部 18 a を下記の位置に配置する。すなわち、開口端部は、密閉容器 2 の鉛直方向の内壁上面と潤滑油 17 の油面との間の最大距離となる距離 c (図 67) にて示す線分 C に対し、その線分 C の中心を通りかつ線分 C に直交する平面上に配置される。これにより、圧力脈動は共鳴モードの節部にて加振することとなる。このため、共鳴モードは励起されず、共鳴音の発生を抑えることができ、共鳴音による密閉型圧縮機の騒音は抑制される。

次に、冷凍能力向上を図った従来の密閉型圧縮機の一例について図面を参照しながら説明する。

図 69 は冷凍能力向上を図った従来の密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図 70 は図 69 に示した従来の密閉型圧縮機の平面断面図である。図 71 は図 69 の A-A 線における要部断面図である。図 72 は冷媒ガス挙動の説明図である。

図 69、図 70、図 71 及び図 72 において、バルブプレート 19 は、吸入孔 19 a を有し、シリンダー 10 の端面に配設されている。吸入孔 19 a (図 70 及び図 71) は吸入パイプ 21 とシリンダー 10 内とを連通している。図 71 に示すサクションリード 20 は、バルブプレート 19 の吸入孔 19 a の開閉を行う。吸入パイプ 21 は、その一端 21 a が密閉容器 2 内の空間に開口しており、他端 21 b がバルブプレート 19 に直結されている。

一方、特開昭 5 7 - 1 2 2 1 9 2 号公報に示す、従来の冷凍能力向上を図る回転式圧縮機において、吸入パイプ 2 1 の長さ L (m) は、吸入行程周期を T (s e c) とし、吸入される冷媒ガスの吸入状態のときの音速を a (m / s e c) としたとき、

$$(T \times a / 4 - 0.2) \pm 0.1 = L$$

となる。

次に、上記のように構成された従来の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

図 7 2 において冷媒ガスは、吸入行程の開始 (図 7 2 の (a) の時点) では、バルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a は塞がれている。このため、冷媒ガスの流れは停止している。

次に、ピストン 1 1 が右側に移動し、シリンダー 1 0 内の容積が急激に増加する。従って、シリンダー 1 0 内の空間と密閉容器 2 内の空間とに圧力差が発生し、冷媒ガスは吸入パイプ 2 1 内を右方向 (シリンダー 1 0 の方向) へと流れ始める。このとき同時に、シリンダー 1 0 内の容積が急激に増加することに起因して、シリンダー 1 0 内において圧力波 $W a$ が発生する。シリンダー 1 0 内の圧力波 $W a$ は、開口である吸入孔 1 9 a を経て、冷媒ガスの流れと逆方向に吸入パイプ 2 1 内を密閉容器 2 内の空間に向かって伝播していく (図 7 2 の (b) の時点) 。

密閉容器 2 内の空間まで到達した圧力波 $W a$ は、冷媒

ガスのよどみ状態の密閉容器 2 内の空間において反転した反射波 W_b となる。この反射波 W_b は、吸入パイプ 2 1 内を冷媒ガスの流れと同一方向に伝播していく（図 7 2 の（c）の時点）。

つまり、シリンダー 1 0 内で発生した圧力波 W_a は、バルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a を通って冷媒ガスの流れと逆方向に伝播する。そして、圧力波 W_a は密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波 W_b となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、バルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a に戻ってくる。

この反射波 W_b が吸入孔 1 9 a に到達する時点と、シリンダー 1 0 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることにより、吸入完了時点で反射波 W_b の持つ圧力エネルギーを冷媒ガスに付加することができるため、冷媒ガスの吸入圧力は上昇する。

この結果、シリンダー 1 0 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、密閉型圧縮機の冷凍能力を向上させていた。

しかしながら、上記従来の密閉型圧縮機の構成では、外気温変化により冷媒ガスの温度が変化して、冷媒ガスを伝わる音の速度（以下、冷媒ガス中の音速と称す）が変化した場合、共鳴周波数の共鳴モードの節部の位置が変化し、共鳴音の発生を抑えることができなくなる可能性があった。

また、吸入パイプにより発生する圧力波により衝撃音が発生し、騒音が発生する可能性があった。

また、外気温変化により冷媒ガスの温度が変化し、冷媒ガス中の音速が変化した場合、音速により圧力波や反射波の波長が変化する。このため、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーの付加のタイミングに誤差が生じ、吸入圧力の上昇率が低下していた。

そのため、シリンダー内に対する密度の高い冷媒ガスを充填することが困難となり、圧縮1行程当たりの吐出冷媒ガス量が低下し、冷凍能力が低下する可能性があった。

また、外気温の変化に関係なく、常に冷媒ガス循環量を増加させ、冷凍能力の向上をさせる方法も考えられる。しかしこの場合、外気温が低い冬などにおいては部屋を閉めきることが多く、夏以上に衝撃音による騒音が気になる可能性があった。

本発明は、上記のような問題を解決するものであり、冷凍能力が高く、冷媒ガスの吸入損失が小さく、高い冷凍効率を有する、密閉型圧縮機を提供することを目的とするものである。

そこで、本発明の密閉型圧縮機は、後述する各種実施例において、上記目的を達成するとともに、下記の技術的利点を達成するものである。

本発明の後述する実施例1では、冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化し、共鳴周波数の共鳴モ

ードの節部が変化しても、常に吸入パイプの開口端部が共鳴モードの節部となるように調整する。それにより、共鳴音の発生を抑え、低騒音化を達成した密閉型圧縮機を提供する。

本発明の後述する実施例 2 では、吸入パイプの開口端部が共鳴モードの節部となるようにし、それにより、吸入パイプの圧力波により発生する衝撃音の発生を大幅に低減する。こうして騒音を低減すると共に、冷凍能力も高ま、冷媒ガスの吸入損失が低い高効率の密閉型圧縮機が提供できる。

本発明の後述する実施例 3 では、吸入パイプ内の吸入流路の長さを変化させる。これにより、外気温が変化し冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化しても、反射波が吸入孔に到達する時点と、シリンダー内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。それ故、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させる。

これにより、常に吸入圧力が上昇し、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒ガス量が増加し、冷媒ガス循環量が増加し、冷凍能力を向上させ、かつ冷媒ガス吸入損失を低減させる。それ故、高効率の密閉型圧縮機が得られる。

本発明の後述する実施例 4 では、吸入パイプの内径断面積を変化させる。これにより、外気温が変化し冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化しても、反

射波が吸入孔に到達する時点と、シリンダー内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。それ故、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

これにより、常に吸入圧力が上昇し、圧縮１行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加し、冷凍能力を向上させ、かつ冷媒ガスの吸入損失を低減させる。それ故、高効率の密閉型圧縮機が得られる。

高外気温時に比べ大きな冷凍能力の向上を必要としない低外気温時は、吸入パイプの内径断面積を小さくし、低外気温時ほど吸入パイプの内径断面積を絞る。これにより、騒音を大幅に低減することのできる密閉型圧縮機が得ることができる。

従来の構成では、吸入パイプ２１長さや運転周波数、また冷媒ガス中の音速によっては、反射波が吸入孔に戻ってくるときのクランクシャフトの回転位置は必ずしも最適ではなかった。そのため冷凍能力の向上率が小さい可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例５では、反射波が吸入孔に戻ってくるクランクシャフトの回転位置（クランク角度）が最適となるように、吸入パイプ長さ等を調整し、それにより最大限の冷凍能力の向上効果が得られる密閉型圧縮機が得られる。

従来の構成は、外気温が高い場合も低い場合も常に冷凍能力の向上を図っていた。このため、大きな冷凍能力

を必要としない低外気温時には必要以上の冷凍能力が供給されて密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率は低下し、結果的に総消費電力量が大きくなりがちであるという欠点があった。

そこで、本発明の後述する実施例 6 では、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には冷凍能力の向上効果が得られないようにして、消費電力量を小さく抑え、他方大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には従来通りの冷凍能力向上効果が得られるように構成した。このように冷凍能力制御を行うことにより、総消費電力量の小さい密閉型圧縮機を得ることができる。

従来の構成では、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数がクランクシャフトの回転数の整数倍に近くなると共鳴音が発生すると共に、密閉容器内の冷媒ガスが共鳴した。このため、圧力波が吸入パイプの開口端部で反射する時に密閉容器内の冷媒ガスが共鳴する。その影響を受けて、反射波の圧力振幅が小さくなり、吸入圧力の上昇率が低下して、冷凍能力の向上効果が小さくなりがちであるという欠点があった。

そこで、本発明の後述する実施例 7 では、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数がクランクシャフトの回転数の整数倍近くとならないように構成した。これにより、共鳴音の発生を防ぐと共に、圧力波が吸入パイプの開口部で反射する時の圧力振幅の減衰を防止した。従って、常に吸入圧力が上昇し、冷凍能力の向上効果が得られる密

閉型圧縮機が得られる。

本発明の後述する実施例 8 では、吸入される冷媒ガスの脈動を小さくして密閉容器内の冷媒ガスを加振する力を小さくし、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に共鳴音を小さくする。それと共に、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に圧力波が吸入パイプの開口端部で反射する時の圧力振幅の減衰を防止した。従って、密閉容器形状や運転条件等のあらゆる変化にかかわらず常に吸入圧力が上昇し、冷凍能力の向上効果が得られる密閉型圧縮機が得られる。

前述の図 6 9 に示す従来の構成では、吸入パイプ 2 1 がシリンダーヘッド 8 0 やバルブプレート 1 9 と接触している。このため、起動後の時間経過に伴い、シリンダーヘッド 8 0 等の温度が大きく上昇し、吸入パイプ 2 1 の温度も追従して上昇してしまう。この結果、吸入パイプ 2 1 内の冷媒ガス温度が上昇し、冷媒ガス中の音速が変化し、反射波が吸入孔 1 9 a に到達するタイミングにずれが生じる。これにより、従来の密閉型圧縮機では安定した吸入圧力上昇効果が得られない可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 9 では、シリンダーヘッド等の温度が大きく変化しても、吸入パイプの温度変化を小さくする。これにより、冷媒ガス中の音速変化を小さくすることができ、安定した吸入圧力上昇効果が発生する。従って、起動後の時間経過に影響されず安定した高い冷凍能力を有する密閉型圧縮機が得られる。

図 6 9 に示した従来の構成は、吸入パイプ 2 1 の開口端部 2 1 a が密閉容器 2 内に配置されているため、温度が高く、密度が低い冷媒ガスが吸入パイプ 2 1 内に吸入される。このため、冷媒ガス中の音速が速く、圧縮性の影響が小さくなり、圧力波の発生が弱くなる。従って、従来の密閉型圧縮機では吸入圧力が減少する可能性があった。

仮に、温度の低い冷媒ガスをシリンダー 1 0 内に吸入させるために、吸入パイプ 2 1 の開口端部 2 1 a を密閉容器 2 内の第 2 の吸入パイプの開口端部と連通させると、反射波の発生がなくなり、吸入圧力の上昇が得られない可能性があった。

本発明の後述する実施例 1 0 では、大きな圧力波を発生させ吸入圧力上昇効果を増加させ、且つ、温度の低い冷媒ガスをシリンダー内に吸入させることである。それにより、温度の低い冷媒ガスによる冷媒循環量の向上効果を加え、冷凍能力の向上効果を大幅に増加させ、冷凍能力を高ま、低騒音な密閉型圧縮機が得られる。

図 6 9 に示した従来の構成は、運転条件変化等により、冷媒ガス中の音速が変化した場合、吸入パイプ 2 1 の長さが一定では、反射波がバルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a に到達するまでの時間が変化する。それ故、シリンダー 1 0 への吸入タイミングにずれが発生し、運転条件によっては、吸入圧力上昇効果が大きく減少し、冷凍能力不足を起こす可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 1 1 では、運転条件変化によらず、常に吸入圧力を上昇させ、安定した高い冷凍能力を供給する。

図 6 9 に示した従来の構成は、常に吸入パイプ 2 1 が吸入孔 1 9 a に連通しているため、起動時から吸入圧力上昇効果が発生する。このため、起動トルクが高くなり、高外気温等の高い圧力状態では、トルク不足から起動不良を起こす可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 1 2 では、起動時には吸入圧力上昇効果を抑え、起動トルクを下げることにより、起動不良を防止する。こうして、信頼性を上げると共に、安定運転時は吸入圧力上昇効果により高い冷凍能力を有する密閉型圧縮機を得ることができる。

図 6 9 に示した従来の構成では、冷媒ガスが密閉容器 2 内の空間で加熱され、シリンダー 1 0 内に充填される冷媒ガスの密度が低下した場合、冷媒循環量が減少し、冷凍能力が低下する可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 1 3 では、吸入流路となる第 1 の吸入パイプの密閉容器内の開口端部を共鳴モードの節部となるように配置した。また、第 2 の吸入パイプの密閉容器内の開口端部を吸入流路の開口端部近傍に設けた。これらにより、密閉容器内に生じる共鳴は防止されている。それ故、低騒音でかつ冷媒ガスの密度が高め、冷凍能力を向上させる密閉型圧縮機を提供することである。

図 6 9 に示した従来の構成では、吸入パイプ 2 1 により発生する圧力波により衝撃音が発生し、騒音が発生する上、冷媒ガスが密閉容器 2 内の空間で加熱され、シリンダー 1 0 内に充填される冷媒ガスの密度が低下する。これにより、従来の密閉型圧縮機では冷媒循環量が減少し、冷凍能力が低下する可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 1 4 では、吸入流路となる第 1 の吸入パイプの密閉容器内の開口端部を共鳴モードの節部となるように配置する。且つ、第 2 の吸入パイプの密閉容器内の開口端部を吸入流路の開口端部近傍に設けている。このため、吸入流路の圧力波により発生する衝撃音の発生は大幅に低減し、低騒音でかつ冷媒ガスの密度の高い、冷凍能力を大幅に向上した密閉型圧縮機が得られる。

従来の構成においては、長い吸入流路が限られた密閉容器内に設けられているため、吸入流路の構造が複雑になり、曲率の異なる複数の曲げ部を有していた。そのため、圧力波 W_a や反射波 W_b が吸入流路を伝播する際に、曲率の異なる曲げ部において圧力の振幅が小さくなる。また、反射波 W_b がバルブプレートの吸入孔に戻る時には、反射波 W_b の圧力振幅が減衰し、従来の密閉型圧縮機では高い冷凍能力の向上効果が得られない可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 1 5 では、圧力波 W_a や反射波 W_b の圧力振幅の減衰を低減し、吸入圧力を

上昇させている。このため、高い冷凍能力の向上を有する密閉型圧縮機が得られる。

従来の構成においては、吸入流路が密閉容器内の高温の冷媒ガスから熱量を受け、吸入流路の温度が上昇し、吸入流路内の吸入ガス温度が上昇する。このため、吸入される冷媒ガスの密度が小さくなり、冷媒循環量が減少しがちであった。

そこで、本発明の後述する実施例 16 では、吸入流路が密閉容器内の高温の冷媒ガスから受ける熱量を小さくしている。このように、吸入流路の温度上昇を低減して、吸入流路内の冷媒ガスの温度の上昇を低減させる。このため、大きな冷媒循環量が得られる密閉型圧縮機を得ることができる。

さらに、実施例 16 では、吸入される冷媒ガス温度が低く、密度の高い冷媒ガスを吸入流路内に吸入している。これにより、吸入される冷媒ガス内の音速が遅くなるため、冷媒ガスの圧縮性能が大きくなる。このため、大きな圧力波が発生し、高い冷凍能力の向上が得られる、密閉型圧縮機が得られる。

従来の構成は、吸入流路の開口端部が密閉容器内に開口されているため、圧力波が吸入流路の開口端部で反射する時、密閉容器内の冷媒ガスを加振し、共鳴音を発生する可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 17 では、吸入ガスの脈動を小さくし、密閉容器内の冷媒ガスを加振する力

を小さくしている。これにより、密閉型圧縮機は密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に共鳴音を小さくすることができる。

実施例 17 では、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に圧力波が吸入流路の開口端部で反射する時の圧力振幅の減衰を防止している。このため、密閉型圧縮機は密閉容器形状や運転条件等のあらゆる変化にかかわらず、常に冷媒ガスの吸入圧力が上昇し、安定して高い冷凍能力の向上が得られる。

さらに、実施例 17 では、吸入流路の温度分布を均一化し、冷媒ガス中の音速変化を小さくしている。このため、密閉型圧縮機は圧力波の減衰を小さくし、安定した吸入圧力の上昇を得ることできる。従って、安定した冷凍能力の向上が得られる密閉型圧縮機が得られる。

従来構成においては、密閉型圧縮機の通常運転時などのようなあまり冷凍能力を必要としない場合においても、冷凍能力が増加し、それに伴って電動機の入力も大きくなり、総合的に消費電力量が増加する可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 18 では、電動圧縮要素に高負荷がかかる高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるように構成する。これにより、総合的に消費電力量が少ない密閉型圧縮機が得られる。

従来の構成では、吸入流路内の冷媒ガスが密閉容器内の空間で加熱され、シリンダ内に充填される冷媒ガスの

密度が低下する。このため、従来の密閉型圧縮機では冷媒循環量が減少し、冷凍能力が低下する可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 19 では、電動圧縮要素に高負荷がかかる高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるように構成する。これにより、総合的に消費電力量が少なくなる。そして、吸入流路である第 1 の吸入パイプの密閉容器内の開口端部を第 2 の吸入パイプの密閉容器内の開口端部の近傍に設けることにより、シリンダ内に吸入される冷媒ガスの密度を高め、効率が低い密閉型圧縮機が得られる。

従来の構成では、バルブ機構の追従性に問題があり、特に高回転領域において回転数の増加に比例した冷凍能力が得られない可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 20 では、回転数に比例した能力以上の冷凍能力が得られるように、特に高回転領域において回転数制御に加えて過給を行うものである。これにより、実施例 20 の密閉型圧縮機では外気温や負荷に応じた冷凍能力が得られ、少ない消費電力量となる。

図 69 に示した従来の構成では、吸入流路である吸入パイプ 21 がバルブプレート 19 にほぼ直結されている。このため、従来の密閉型圧縮機では吸入孔 19a 付近での吸入ガスの脈動等に伴い発生する騒音が、あまり減衰されずに吸入流路を伝達し、最終的に密閉容器 2 の外に伝達する騒音が大きくなる可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 2 1 では、冷凍能力を小さくすることなく、吸入される冷媒ガスの脈動等に伴い発生する騒音を減衰させた。このため、実施例 2 1 の密閉型圧縮機は騒音の小さい圧縮機となる。

従来の構成は、図 7 2 の W b で示すように、反射波がシリンダー 1 0 内に戻るとき、反射波の進む方向に対してサクションリード 2 0 は垂直に近い角度に配置されている。このため、反射波の多くはサクションリード 2 0 で垂直に近い角度で反射される。そのため、シリンダー 1 0 内に反射波の圧力エネルギーが有効に伝わらず、反射波による冷媒ガスに対する過給効果が十分に得られなくなり、冷凍能力の向上が十分に得られない可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 2 2 では、反射波がシリンダー内に戻るとき、サクションリードによる反射によって妨害されにくく構成して、シリンダー内に反射波の圧力エネルギーが有効に入るように構成した。このため、実施例 2 2 の密閉型圧縮機は大きな冷凍能力を有する。

上記従来の構成は、外気温が高い場合も低い場合も、常に大きな冷凍能力が得られる。このため、従来の密閉型圧縮機では、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には必要以上の冷凍能力が供給されて密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下する。そして、結果的に総消費電力量が大きくなる可能性があった。

そこで、本発明の後述する実施例 2 3 及び 2 4 では、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には大きな冷凍能力が得られないように構成して、消費電力量を小さく抑え、他方、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には従来通りの大きな冷凍能力発揮するように構成した。このため、冷凍能力制御を行うことにより、総消費電力量の小さい密閉型圧縮機が得られる。

発明の開示

上記目的を達成するために、本発明の請求項 1 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記機械部に取り付けられ、前記シリンダと前記密閉容器内とを連通する吸入流路と、

前記吸入流路における前記密閉容器への開口端部を調整する位置調整機構と、

を具備し、

前記位置調整機構が前記開口端部を、少なくとも

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第 1 の線分であり、かつ当該第 1 の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小

となる位置にあり、前記第1の線分の中心点において前記第1の線分と実質的に直交する第1の平面、

(2) 前記第1の線分を含む水平面において、前記第1の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第2の線分の中心点を通り、かつ前記第2の線分と実質的に直交する第2の平面、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第3の線分の中心点を通り、かつ前記第3の線分と実質的に直交する第3の平面、

の上に配置している。

従って、本発明の密閉型圧縮機においては、冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化し、共鳴周波数の共鳴モードの節部が変化しても、常に吸入流路の開口端部が共鳴モードの節部となるように調整され、共鳴音の発生を抑えて、騒音の発生を防止することができる。

本発明の請求項2の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直

結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記開口端部が、少なくとも

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第 1 の線分であり、かつ当該第 1 の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分の中心点において前記第 1 の線分と実質的に直交する第 1 の平面、

(2) 前記第 1 の線分を含む水平面において、前記第 1 の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第 2 の線分の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分と実質的に直交する第 2 の平面、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第 3 の線分の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分と実質的に直交する第 3 の平面、

の上に配置されている。

従って、本発明の密閉型圧縮機によれば、吸入流路の開口端部が共鳴モードの節部となることにより、吸入流路の圧力波により発生する衝撃音の発生を大幅に抑制して騒音を低減できると共に、冷凍能力を向上させ、冷媒ガス吸入損失を低減することができ、高効率の密閉型圧縮機を得ることができる。

本発明の請求項 3 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、長さ可変機構を有する吸入流路と、

を具備している。

従って、本発明の密閉型圧縮機によれば、吸入流路内の流路長さを変化させることにより、外気温変化に起因する冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化しても、反射波が吸入孔に到達する時点と、シリンダー内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。そのため、本発明の密閉型圧縮機においては、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。

従って、本発明の密閉型圧縮機においては、常に吸入圧力が上昇し、圧縮1行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。そして、本発明の密閉型圧縮機は、冷凍能力を向上させ、かつ冷媒ガスの吸入損失を低減させて、高効率の密閉型圧縮機となる。

本発明の請求項４の密閉型圧縮機は、
動力源であるモーター部と、
前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、
前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、
前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、
一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、内径断面積可変機構を有する吸入流路と、
を具備している。

従って、本発明の密閉型圧縮機によれば、吸入流路内の内径断面積を変化させることにより、外気温変化に起因する冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化しても、反射波が吸入孔に到達する時点と、シリンダー内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。そのため、本発明の密閉型圧縮機においては、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。

このため、本発明の密閉型圧縮機によれば、高外気温時に比べ大きな冷凍能力の向上を必要としない低外気温時は、吸入流路の内径断面積が小さくなり、外気温時が低くなるほど吸入流路の内径断面積を絞ることにより、

本発明の密閉型圧縮機は騒音を大幅に低減することができる。

本発明の請求項5の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜して冷媒ガスに満たされた密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記サクションリードの開き始めのクランク角度を θ_s (rad) とし、前記吸入流路の長さを L (m) とし、前記クランクシャフトの回転数を f (Hz) とし、前記吸入流路内の冷媒ガスにおける音速を A_s (m/sec) とし、吸入開始時に前記吸入孔において発生する下記(式1)で示される圧力波の戻りクランク角度 θ_r (rad) が下記(式2)の範囲になるように構成されている。

$$\theta_r = \theta_s + 4\pi \times L \times f / A_s \quad \dots \quad (\text{式1})$$

$$1.4 \text{ (rad)} \leq \theta_r \leq 3.0 \text{ (rad)} \quad \dots \quad (\text{式2})$$

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、反射波が吸入

孔に戻ってくるクランク角度が最適となるように吸入流路長さ等が調整されているので、吸入圧力を上昇させ最大限の冷凍能力の向上効果を得ることができる。

本発明の請求項6の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

前記吸入流路の前記密閉容器内空間の開口端部に対向して設けられた変形可能な反射防止板と、

を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には冷凍能力の向上効果が得られないようにして、消費電力量を小さく抑え、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には従来通りの冷凍能力向上効果が得られるようにして、能力制御をすることにより、総消費電力量を小さくすることができる。

本発明の請求項7の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯
溜して冷媒ガスに満たされた密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバ
ルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直
結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配
置された吸入流路と、

を具備し

前記密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数が前記クラン
クシャフトの回転数の整数倍帯域近傍と異なる周波数で
ある。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、密閉容器内の
冷媒ガスの共鳴周波数がクランクシャフトの回転数の整
数倍に近くならないように構成されているため、共鳴音
の発生を防ぐと共に、圧力波が吸入流路の開口部で反射
する時の圧力振幅の減衰を防ぎ、常に吸入圧力が上昇し、
冷凍能力の向上効果を得ることができる。

本発明の請求項 8 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯
溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

吸入マフラーと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記マフラー内に配置された吸入流路と、

を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、冷媒ガスの脈動を小さくして密閉容器内の冷媒ガスを加振する力を小さくし、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に共鳴音が小さくなる。また、本発明の密閉型圧縮機によれば、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、常に圧力波が吸入流路の開口部で反射する時の圧力振幅の減衰を防ぎ、密閉容器形状や運転条件等のあらゆる変化にかかわらず常に吸入圧力を上昇させ、冷凍能力の向上効果を得ることができる。

本発明の請求項9の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直

結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、少なくとも一部が熱伝導率の低い材料で形成された吸入流路と、

を具備する。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、起動後の時間経過に伴いシリンダーヘッド等の温度が大きく変化しても、熱が吸入流路に伝導されるのを防止し、吸入流路の温度変化を小さくすることにより、冷媒ガス中の音速変化を小さくすることができ、安定した吸入圧力の上昇を発生させ、起動後の時間経過に影響されず安定した高い冷凍能力を得ることができる。

本発明の請求項 10 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内に配置された第 1 の吸入流路と、

前記第 1 の吸入流路の開口端部の近傍に配置された開口端部を有する第 2 の吸入流路と、

を具備する。

これにより、本発明の密閉型圧縮機においては、温度が低く、密度の高い冷媒ガスを吸入流路内に吸入することで、冷媒ガス中の音速が遅くなり、圧縮性の影響が大きくなり、大きな圧力波が発生する。これにより、本発明の密閉型圧縮機は、吸入圧力の上昇効果を増加させると共に、温度の低い冷媒ガスをシリンダー内に吸入させることにより、冷凍能力の向上効果を大幅に増加でき、高い冷凍能力を供給すると共に、圧力脈動が第2の吸入流路から冷凍サイクルへ伝わるのを低減し、騒音を低減できる。

本発明の請求項11の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が複数の開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、前記吸入孔から複数の前記開口端部までの長さが少なくとも2種類以上ある吸入流路と、

を具備する。

これにより、本発明の密閉型圧縮機においては、発生した圧力波が吸入流路の各々の開口端部で反射し、吸入

孔に到達するため、反射波の吸入孔に到達するタイミングを広くとることができる。

従って、本発明の密閉型圧縮機は、運転条件の変化等により、冷媒ガス中の音速が変化し、1つの反射波の吸入孔に到達するタイミングがずれても、次々に他の反射波が吸入孔に到達するために、常にシリンダー内に高い圧力の冷媒ガスを供給することができる。これにより、本発明の密閉型圧縮機は、運転条件変化によらず常に吸入圧力を上昇させ安定した高い冷凍能力を得ることができる。

本発明の請求項12の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、連通遮断機構を有する吸入流路と、

を具備する。

これにより、本発明の密閉型圧縮機においては、起動時のトルクを有するときは吸入流路をバルブプレートから離し、圧力波を発生させないことにより、吸入圧力の

上昇をなくして起動トルクを低減できるため、本発明の密閉型圧縮機によれば、起動不良を防止して、高い信頼性を得ることができる。

さらに、本発明の密閉型圧縮機は、安定運転時には吸入流路をバルブプレートに直結し、圧力発生させ、吸入圧力の上昇を図ることにより、高い冷凍能力を供給することができる。

本発明の請求項 13 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に室を介して接続され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された第 1 の吸入流路と、

一端が前記第 1 の吸入流路の開口端部の近傍に配置され、他端が前記密閉容器外へ導出された第 2 の吸入流路と、

を具備し、

前記第 1 の吸入流路の開口端部が、少なくとも

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第 1 の線分であり、かつ

当該第 1 の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分の中心点において前記第 1 の線分と実質的に直交する第 1 の平面上、

(2) 前記第 1 の線分を含む水平面において、前記第 1 の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第 2 の線分の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分と実質的に直交する第 2 の平面上、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第 3 の線分の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分と実質的に直交する第 3 の平面上、

に配置されている。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、密閉容器内に生じる共鳴を防止し、低騒音でかつ冷媒ガスの密度を高め、冷凍能力が向上した装置となる。

本発明の請求項 1 4 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配

置された第 1 の吸入流路と、

一端が前記第 1 の吸入流路の開口端部の近傍に配置され、他端が前記密閉容器外へ導出された第 2 の吸入流路と、

を具備し、

前記第 1 の吸入流路の開口端部が、少なくとも

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第 1 の線分であり、かつ当該第 1 の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分の中心点において前記第 1 の線分と実質的に直交する第 1 の平面上、

(2) 前記第 1 の線分を含む水平面において、前記第 1 の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第 2 の線分の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分と実質的に直交する第 2 の平面上、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第 3 の線分の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分と実質的に直交する第 3 の平面上、

に配置されている。

これにより、本発明の密閉型圧縮機においては、吸入流路の密閉容器内の開口端部を共鳴モードの節部に配置し、吸入流路の圧力波により発生する衝撃音の発生を大幅に低減し、低騒音でかつ冷媒ガスの密度を高め、冷凍能力を大幅に向上させることができる。

本発明の請求項 15 の密閉型圧縮機は、
動力源であるモーター部と、
前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、
前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、
前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、
一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、
を具備し、
前記吸入流路における曲げ部が実質的に均一な曲率を有する。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、圧力波や反射波の圧力振幅の減衰を低減することができ、吸入圧を上昇させて、高い冷凍能力の向上を図ることができる。

本発明の請求項 16 の密閉型圧縮機は、
動力源であるモーター部と、
前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、
前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、
前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記吸入流路が複数回曲げられ、吸入流路間が近接するように形成されている。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、吸入流路内が密閉容器内の高温の冷媒ガスから受ける熱量を小さくし、吸入流路の温度上昇を低減して、吸入流路内の吸入ガス温度の上昇を抑制し、大きな冷媒循環量が得られる。

それと共に、本発明の密閉型圧縮機は、吸入ガス温度が低く、密度の高い冷媒ガスを吸入流路内に吸入することで、吸入ガスの音速が遅くなるために、冷媒ガスの圧縮性の影響が大きくなり、大きな圧力波が発生し、高い冷凍能力を得ることができる。

本発明の請求項 17 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配

置された吸入流路と、

前記吸入流路を実質的に包み込む吸入マフラーと、
を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、吸入ガスの脈動を小さくして密閉容器内の冷媒ガスを加振する力を小さくし、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、常に共鳴音を小さくすることができる。

それと共に、本発明の密閉型圧縮機は、密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、常に圧力波が吸入流路の開口部で反射する時の圧力振幅の減衰を防ぎ、密閉容器形状や運転条件等のあらゆる変化にかかわらず常に吸入圧力が上昇し、安定した高い冷凍能力を得ることができる。

さらに、本発明の密閉型圧縮機は、吸入流路の温度分布を均一化し、冷媒ガス中の音速変化を小さくすることにより、圧力波の減衰を小さくし安定した吸入圧力の上昇を得ることができ、安定した冷凍能力を得ることができる。

本発明の請求項 18 の密閉型圧縮機は、

密閉容器と、

前記密閉容器内に収納され、圧縮要素を構成するシリンダ及び電動機により構成される電動圧縮要素と、

吸入孔を有し、前記シリンダの端面に配設されたバルブプレートと、

一端が前記密閉容器内に開口し、他端が前記バルブプレ

レートの前記吸入孔に実質的に直結する吸入流路と、
前記吸入流路に備えられた流路切り換え機構と、
を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、電動圧縮要素に高負荷がかかる高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるように構成することにより、総合的に消費電力量を少なくすることができる。

本発明の請求項 19 の密閉型圧縮機は、
密閉容器と、

前記密閉容器内に収納され、圧縮要素を構成するシリンダ及び電動機により構成される電動圧縮要素と、

吸入孔を有し、前記シリンダの端面に配設されたバルブプレートと、

一端が開口端部として前記密閉容器内に配置され、他端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結する第 1 の吸入流路と、

一端が前記密閉容器外に連通し、他端が前記第 1 の吸入流路の開口端部の近傍に配置された開口端部を有する第 2 の吸入流路と、

前記第 1 の吸入流路に備えられた流路切り換え機構と、
を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、電動圧縮要素に高負荷がかかる高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるよう構成することにより、総合的に消費電力量を少なくできると共に、冷媒ガスの密度を

高め、冷凍効率を高くすることができる。

本発明の請求項 20 の密閉型圧縮機は、
密閉容器と、

前記密閉容器内に収納され圧縮要素を構成するシリンダ及び電動機により構成される電動圧縮要素と、

吸入孔を有し、前記シリンダの端面に配設されたバルブプレートと、

一端が前記密閉容器内あるいはアキュムレータ等の空間内に開口し、他端が前記吸入孔に実質的に直結する吸入流路と、

前記電動機を運転するインバータ装置と、
を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、回転数制御に加えて過給を行うことにより、外気温や負荷に応じた冷凍能力が得られ、消費電力量を少なくすることができる。

本発明の請求項 21 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜した密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直

結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

前記吸入流路に設けられた共鳴型マフラーと、
を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、冷凍能力を小さくすることなく、吸入される冷媒ガスの脈動等に伴い発生する騒音を吸入流路に設けた共鳴型マフラーで減衰させ、吸入流路から密閉容器内に伝わる騒音を小さくすることができ、最終的に密閉容器外部に伝わる騒音は小さくなる

本発明の請求項 22 の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜した密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記吸入孔と前記吸入流路との直結部分における、吸入流路の軸方向が前記バルブプレートの接統面に対して

90度より小さい角度となるように構成されている。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、反射波がシリンダー内に戻るとき、反射波はサクションリードに反射されずに直接シリンダー内に入りやすい構造を有し、反射波がサクションリードに反射される場合でも、反射波の進む方向とサクションリードとの角度は小さくなるため、反射後の反射波の進む向きは大きく変わらず、シリンダー内に入りやすくなる。すなわち、反射波はサクションリードによって妨害されにくくなり、シリンダー内に反射波の圧力エネルギーが有効に入るようになり、本発明の密閉型圧縮機は大きな冷凍能力を有している。

本発明の請求項23の密閉型圧縮機は、

動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜した密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

前記サクションリードの初期たわみ量を制御するたわみ制御機構と、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備している。

これにより、本発明の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には、大きな冷凍能力が得られないように構成して消費電力量を小さく抑え、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には従来通りの大きな冷凍能力が得られるように構成して、冷凍能力制御をすることにより総消費電力量を小さくすることができる。

図面の簡単な説明

図 1 は本発明の実施例 1 による密閉型圧縮機のピストンの往復方向に節部を持つ時の平面断面図である。

図 2 は本発明の実施例 1 による密閉型圧縮機のピストンの往復方向に節部を持つ時の正面図である。

図 3 は本発明の実施例 1 による密閉型圧縮機のクランクシャフトの軸方向に節部を持つ時を示す正面図である。

図 4 は本発明の実施例 2 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 5 は本発明の実施例 2 による密閉型圧縮機の平面断面図である。

図 6 は本発明の実施例 3 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 7 は本発明の実施例 3 による密閉型圧縮機の冷媒ガス中の音速が早いときの要部縦断面図である。

図 8 は本発明の実施例 3 による密閉型圧縮機の冷媒ガス中の音速が遅いときの要部縦断面図である。

図 9 は本発明の実施例 4 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 10 は本発明の実施例 4 による密閉型圧縮機の高外気温時の B - B 断面図である。

図 11 は本発明の実施例 4 による密閉型圧縮機の低外気温時の B - B 断面図である。

図 12 は本発明の実施例 5 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 13 は本発明の実施例 5 による密閉型圧縮機の平面断面図である。

図 14 は本発明の実施例 5 の密閉型圧縮機における冷媒ガスの挙動説明図である。

図 15 は本発明の実施例 6 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 16 A は本発明の実施例 6 による低外気温時の吸入パイプの開口部付近の断面図である。

図 16 B は本発明の実施例 6 による高外気温時の吸入パイプの開口部付近の断面図である。

図 17 は本発明の実施例 7 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 18 は本発明の実施例 7 による密閉型圧縮機の平面断面図である。

図 19 は本発明の実施例 8 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 20 は本発明の実施例 8 による密閉型圧縮機の吸入

パイプの開口部付近と吸入マフラーの断面図である。

図 2 1 は本発明の実施例 9 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 2 2 は本発明の実施例 9 による密閉型圧縮機の図 2 1 の B - B 線における断面図である。

図 2 3 は本発明の実施例 1 0 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 2 4 は本発明の実施例 1 0 による密閉型圧縮機の図 2 3 の C - C 線における断面図である。

図 2 5 は本発明の実施例 1 0 における吸入圧力の上昇比率変化を示す特性図である。

図 2 6 は本発明の実施例 1 0 における冷凍能力向上比率変化を示す特性図である。

図 2 7 は本発明の実施例 1 0 における騒音変化を示す特性図である。

図 2 8 は本発明の実施例 1 1 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 2 9 は本発明の実施例 1 1 による密閉型圧縮機の図 2 8 の D - D 線における断面図である。

図 3 0 は本発明の実施例 1 1 における吸入パイプの開口端部を示す縦断面図である。

図 3 1 は本発明の実施例 1 1 における吸入パイプの開口端部の開口面を示す図である。

図 3 2 は本発明の実施例 1 2 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 3 3 は本発明の実施例 1 2 による密閉型圧縮機の図 3 2 の E - E 線における断面図である。

図 3 4 本発明の実施例 1 2 における起動時のシリンダーヘッド部分の要部を示す平面断面図である。

図 3 5 は本発明の実施例 1 2 における安定運転時のシリンダーヘッド部分の要部を示す平面断面図である。

図 3 6 は本発明の実施例 1 3 による密閉型圧縮機のピストンの往復方向に直交する方向に共鳴モードの節部を持つ時の平面断面図である。

図 3 7 は本発明の実施例 1 3 による密閉型圧縮機のピストンの往復方向に直交する方向に共鳴モードの節部を持つ時の正面図である。

図 3 8 は本発明の実施例 1 4 による密閉型圧縮機のピストンの往復方向に直交する方向に共鳴モードの節部を持つ時の縦断面図である。

図 3 9 は本発明の実施例 1 4 による密閉型圧縮機のピストンの往復方向に直交する方向に共鳴モードの節部を持つ時の平面断面図である。

図 4 0 は本発明の実施例 1 5 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 4 1 は本発明の実施例 1 5 による図 4 0 に示した密閉型圧縮機の B - B 線における正面断面図である。

図 4 2 は本発明の実施例 1 5 による別の吸入流路形状を有する密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 4 3 は本発明の実施例 1 5 による図 4 2 に示した密

閉型圧縮機の C - C 線における正面断面図である。

図 4 4 は本発明の実施例 1 6 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 4 5 は本発明の実施例 1 6 による図 4 4 に示した密閉型圧縮機の D - D 線における正面断面図である。

図 4 6 は本発明の実施例 1 7 による密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 4 7 は本発明の実施例 1 7 による図 4 6 に示した密閉型圧縮機の E - E 線における正面断面図である。

図 4 8 は本発明の実施例 1 8 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。

図 4 9 は図 4 8 の B - B 線における正面断面図である。

図 5 0 は本発明の実施例 1 8 による密閉型圧縮機の高負荷運転時における吸入流路の要部断面図である。

図 5 1 は本発明の実施例 1 8 による密閉型圧縮機の通常運転時における吸入流路の要部断面図である。

図 5 2 は本発明の実施例 1 9 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。

図 5 3 は図 5 2 の C - C 線における正面断面図である。

図 5 4 は本発明の実施例 1 9 による密閉型圧縮機の高負荷運転時における吸入流路の要部断面図である。

図 5 5 は本発明の実施例 1 9 による密閉型圧縮機の通常運転時における吸入流路の要部断面図である。

図 5 6 は本発明の実施例 2 0 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。

図 5 7 は本発明の実施例 2 0 による密閉型圧縮機を含む冷凍装置の制御ブロック図である。

図 5 8 は実施例 2 0 の密閉型圧縮機における回転数制御時の冷凍能力変化を示す特性図である。

図 5 9 は本発明の実施例 2 1 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。

図 6 0 は実施例 2 1 の密閉型圧縮機の図 5 9 の B - B 線における正面断面図である。

図 6 1 は実施例 2 1 の密閉型圧縮機の吸入流路付近を示す断面図である。

図 6 2 は本発明の実施例 2 2 による密閉型圧縮機のシリンダー付近を示す断面図である。

図 6 3 は本発明の実施例 2 3 による密閉型圧縮機の低外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。

図 6 4 は実施例 2 3 の密閉型圧縮機の高外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。

図 6 5 は本発明の実施例 2 4 による密閉型圧縮機の低外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。

図 6 6 は実施例 2 4 の密閉型圧縮機の高外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。

図 6 7 は従来の低騒音化を目的とした密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 6 8 は従来の低騒音化を目的とした密閉型圧縮機の

平面断面図である。

図 69 は従来の冷凍能力向上を目的とした密閉型圧縮機の縦断面図である。

図 70 は図 69 の密閉型圧縮機の A - A 線における平面断面図である。

図 71 は図 69 の密閉型圧縮機における要部断面図である。

図 72 は冷媒ガス挙動の説明図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の各実施例について、添付の図を用いて説明する。

〈 実施例 1 〉

まず、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 1 について説明する。

図 1 は本発明の実施例 1 による密閉型圧縮機を示す平面断面図であり、ピストンの往復方向（図 1 矢印 w - w）を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に共振モードの節部をもつ密閉型圧縮機を示す。図 2 は本発明の実施例 1 における密閉型圧縮機のピストンの往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に共振モードを有する場合の状態を示す正面図である。図 3 は本発明の実施例 1 における密閉型圧縮機のクランクシャフトの軸方向に共振モードを有する場合の状態を示す正面図である。

図 1 及び図 2 において、密閉型圧縮機 1 は、下シェル 3 と上シェル 4 から構成された密閉容器 2 を有している。密閉容器 2 内の電動圧縮要素 5 は、上方部に機械部 6、下方部にモーター部 7 が配置されるようにコイルばね 8 により密閉容器 2 に弾性支持されている。機械部 6 は、ブロック 9 と一体に設けられたシリンダー 10、図 1 の矢印 w 上を図 1 において左右方向に往復運動するピストン 11、クランクシャフト 12、コンロッド 13（連接棒）等により構成されている。モーター部 7 は、クランクシャフト 12 に焼ばめ固定（加熱後にはめ込み固着すること）されたローター、ステーター等により構成されている。ステーターはブロック 9 にねじ止め固定されている。潤滑油 17 は密閉容器 2 の下部に貯溜されている。

冷媒ガスをシリンダ 10 内に吸入する吸入パイプ 22 は、その一端が機械部 6 に吸入室 25 を介して取り付けられ、他端が開口端部 22a として密閉容器 2 内に配置されている。このため、吸入パイプ 22 はシリンダ 10 内と密閉容器 2 内とを連通させている。この吸入パイプ 22 は形状記憶合金により形成されており、吸入パイプ 22 の開口端部 22a は温度変化に応じて所望の位置となるように構成されている。吸入パイプ 22 の開口端部 22a は移動可能であって、後に述べる条件に従って、下記 3 つの平面の少なくとも 1 つ以上の平面上の何れかに配置される。

（1）前記密閉容器 2 の水平断面（図 1 の紙面に平行

な断面)にてその断面積が実質的に最大となる面(図2の直線Hにて示す水平面)の重心(水平断面部分における重心の位置)を通る第1の線分(図1の矢印vにて示す線分)であり、かつ当該第1の線分(v)が(図2の直線Hにて示す水平面において)前記密閉容器2の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第1の線分(v)の中心点において前記第1の線分(v)と実質的に直交する第1の平面(図1の直線Wにて示す平面)上(図1において開口端部22aを示した位置)、又は

(2) 前記第1の線分(v)を含む水平面(H)において、前記第1の線分(v)と実質的に直交する前記密閉容器2の内壁面間の第2の線分(図1の矢印wにて示す線分)の中心点を通り、かつ前記第2の線分(w)と実質的に直交する第2の平面(図1の直線V及び図2の直線Xにて示す鉛直平面)上(図2において開口端部22aを示している位置)、又は

(3) 前記密閉容器2の鉛直方向における内壁上面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第3の線分(図3の矢印xにて示す線分)の中心点を通り、かつ前記第3の線分(x)と実質的に直交する第3の平面(図3の直線Yにて示す水平面)上(図3において開口端部22aを示した位置)、

の3つの平面の少なくとも1つの平面上に吸入パイプ22の開口端部22aが配置されている。

次に、上記のように構成された実施例1の密閉型圧縮

機について、その動作について説明する。

冷凍冷蔵装置等のシステムから循環してきた冷媒ガスは、一旦密閉容器 2 内空間に開放され、そしてブロック 9 に固定された吸入パイプ 22 を介してシリンダー 10 内に吸入される。シリンダー 10 内の冷媒ガスはピストン 11 により圧縮される。その際、冷媒ガスはクランクシャフト 12 の 1 / 2 回転でシリンダー 10 内に吸入され、後の 1 / 2 回転で圧縮される。

そのため、冷媒ガスは連続的にシリンダー 10 内に吸入されないため、吸入パイプ 22 に冷媒ガスの圧力脈動が生じる。従って、その圧力脈動が密閉容器 2 内の空間を加振し、ピストン 11 の往復方向、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、及びクランクシャフト 12 の軸方向において共鳴モードが生じる。

その際、ピストン 11 の往復方向、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、及びクランクシャフト 12 の軸方向における共鳴モードの圧力脈動のエネルギーは冷媒ガス中の音速（冷媒ガスを通る音の速度）により変化する。

例えば、高外気温等で冷媒ガスの温度が高く、冷媒ガス中の音速が早くなった場合、共鳴モードの節部はピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に生じる。

その際、吸入パイプ 22 の密閉容器 2 内空間の開口端

部 2 2 a をピストン 1 1 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向の共鳴モードの節部と一致するように設けることにより、圧力脈動は加振されず、共鳴音の発生を抑えることができる。図 2 は実施例 1 における密閉型圧縮機のピストン 1 1 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向の共振モードの節部と開口端部 2 2 a とが一致した状態を示す正面図である。

次に、低外気温等で冷媒ガスの温度が下がり、冷媒ガス中の音速が遅くなった場合、共鳴モードの節部はクランクシャフト 1 2 の軸方向に生じる。

この時、冷媒ガスの温度が低下して、吸入パイプ 2 2 の温度が低下するのに伴い、形状記憶合金で形成された吸入パイプ 2 2 の密閉容器 2 内空間の開口端部 2 2 a は鉛直下方向に曲がる。

このため、吸入パイプ 2 2 の密閉容器 2 内空間の開口端部 2 2 a は、クランクシャフト 1 2 の軸方向の共鳴モードの節部と一致する位置に配置されるため、圧力脈動は加振されず、共鳴音の発生を抑えることができる。図 3 は実施例 1 における密閉型圧縮機のクランクシャフト 1 2 の軸方向の共振モードの節部と開口端部 2 2 a とが一致した状態を示す正面断面図である。

実施例 1 の密閉型圧縮機においては、外気温の温度変化により冷媒ガス中の音速が変化し、共鳴周波数の共鳴モードの節部が変化しても、常に吸入パイプ 2 2 の閉口

端部 22a が共鳴モードの節部の位置となるように構成されている。このため、実施例 1 の密閉型圧縮機は、共鳴音の発生を抑え、低騒音化を達成することができる。

以上のように、実施例 1 の密閉型圧縮機において、シリンダ 10 内と密閉容器 2 内とを連通させている吸入パイプ 22 は、形状記憶合金により形成されており、吸入パイプ 22 の開口端部 22a は、

(1) 前記密閉容器 2 の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面 (H) の重心を通る第 1 の線分 (v) であり、かつ当該第 1 の線分 (v) が前記密閉容器 2 の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分 (v) の中心点において前記第 1 の線分 (v) と実質的に直交する第 1 の平面 (W)、

(2) 前記第 1 の線分 (v) を含む水平面 (H) において、前記第 1 の線分 (v) と実質的に直交する前記密閉容器 2 の内壁面間の第 2 の線分 (w) の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分 (w) と実質的に直交する第 2 の平面 (V)、又は

(3) 前記密閉容器 2 の鉛直方向における内壁上面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第 3 の線分 (x) の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分 (x) と実質的に直交する第 3 の平面 (Y)、の 3 つの平面のうち少なくとも 1 つの平面上に配置されている。

実施例 1 の密閉型圧縮機は、冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化し、共鳴周波数の共鳴モード

の節部が変化しても、常に吸入パイプ 2 2 の開口端部 2 2 a が共鳴モードの節部となるよう配置されている。それ故、吸入パイプ 2 2 内における共鳴音の発生を防ぎ、騒音の発生を防止することができる。

なお、実施例 1 においては、外気温で冷媒ガスの温度が変化し、冷媒ガス中の音速が変化する場合であった。しかし、冷媒ガス中の音速が変化する場合の下ならば、圧力等の変化に起因する場合でも、上記実施例と同様の効果を有する。

上記実施例 1 において、高外気温時の共鳴モードの節部がピストン 1 1 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向にある場合と低外気温時の共鳴モードの節部がクランクシャフト 1 2 の軸方向にある場合について説明した。しかし、ピストン 1 1 の往復方向、ピストン 1 1 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、クランクシャフト 1 2 の軸方向、および各々の方向の付近など共鳴モードの節部の変化に追従して吸入パイプ 2 2 の開口端部 2 2 a の位置が移動するように構成することにより、優れた低騒音化を達成した密閉型圧縮機を得ることができる。

なお、共鳴モードの節部の変化に伴い、吸入パイプ 2 2 の開口端部 2 2 a が追従して移動するように電氣的又は機械的に構成されたものでも、上記実施例 1 と同様の効果が得られる。

(実施例 2)

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 2 について添付の図を用いて説明する。

図 4 は本発明の実施例 2 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 5 は本発明の実施例 2 による密閉型圧縮機の平面断面図を示す。なお、実施例 2 の密閉型圧縮機において、前述の実施例 1 の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 4 及び図 5 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19 a が形成されており、この吸入孔 19 a には吸入パイプ 23 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 23 の他端は、開口端部 23 a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

吸入パイプ 23 の開口端部 23 a は、下記 3 つの平面の少なくとも 1 つ以上の平面上に配置される。

(1) 前記密閉容器 2 の水平断面 (図 5 の紙面に平行な断面) にてその断面積が実質的に最大となる面 (図 4 の直線 H にて示す水平面) の重心 (水平断面部分における重心の位置) を通る第 1 の線分 (図 5 の矢印 v にて示す線分) であり、かつ当該第 1 の線分 (v) が (図 4 の直線 H にて示す水平面において) 前記密閉容器 2 の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分

(v) の中心点において前記第 1 の線分 (v) と実質的に直交する第 1 の平面 (図 5 の直線 W にて示す平面) 上

(図 5 において開口端部 2 2 a を示した位置)、

(2) 前記第 1 の線分 (v) を含む水平面 (H) において、前記第 1 の線分 (v) と実質的に直交する前記密閉容器 2 の内壁面間の第 2 の線分 (図 5 の矢印 w にて示す線分) の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分 (w) と実質的に直交する第 2 の平面 (図 5 の直線 V にて示す鉛直平面) 上、又は

(3) 前記密閉容器 2 の鉛直方向における内壁上面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第 3 の線分 (図 4 の矢印 x にて示す線分) の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分 (x) と実質的に直交する第 3 の平面 (図 4 の直線 Y にて示す水平面) 上、

の 3 つの平面の少なくとも 1 つの平面上に吸入パイプ 2 2 の開口端部 2 2 a が配置されている。

図 4 及び図 5 に示す密閉型圧縮機は、吸入パイプ 2 3 の開口端部 2 3 a が第 1 の平面 (W) 上に配置されている場合である。

次に、上記のように構成された実施例 2 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 1 0 内で発生した圧力波は、バルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a を通り、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播して、密閉容器 2 内の空間で位相が反転した反射波となる。この反射波は、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 1 9 a に戻ってくる。

この反射波が吸入孔 1 9 a に到達する時点と、シリン

ダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

この結果、シリンダー 10 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、冷凍能力が大幅に向上する。このように、実施例 2 の密閉型圧縮機においては、冷媒ガスの吸入損失が低減し、冷却効率を向上させることができる。

その際、シリンダー 10 内で発生した圧力波は衝撃音を発生させると共に、密閉容器 2 内の空間を加振し、ピストン 11 の往復方向、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、及びクランクシャフト 12 の軸方向に共鳴モードを発生させる。

図 4 及び図 5 に示す実施例 2 の密閉型圧縮機においては、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向の共鳴モードの節部に、吸入パイプ 23 の密閉容器 2 内空間の開口端部 23 a を配置している。このため、実施例 2 の密閉型圧縮機は、吸入パイプ 23 の開口端部 23 a が共鳴モードの節部の位置となり、吸入パイプ 23 の圧力波により発生する衝撃音の発生を大幅に抑制して、低騒音化を達成することができる。

以上のように、実施例 2 の密閉型圧縮機は、吸入パイプ 23 の一端がバルブプレート 19 の吸入孔 19 a に直

結され、他端が開口端部 23 a として密閉容器 2 の空間内の所定の平面内に配置されている。このため、吸入パイプ 23 の開口端部 23 a が共鳴モードの節部となることにより、密閉型圧縮機は吸入パイプ 23 の圧力波により発生する衝撃音の発生を大幅に抑制して、騒音を低減することができる。このため、実施例 2 の密閉型圧縮機は、冷凍能力を向上させ、吸入損失を低減することができる高効率の密閉型圧縮機となる。

なお、実施例 2 において、吸入パイプ 23 の密閉容器 2 内空間の開口端部 23 a を、ピストン 11 の往復方向と直角方向の共鳴モードの節部とした構成のもので説明した。しかし、ピストン 11 の往復方向の共鳴モードの節部、またはクランクシャフト 12 の軸方向の共鳴モードの節部など、吸入パイプ 23 の密閉容器 2 内空間の開口端部が各方向の共鳴モードの節部であれば、上記実施例 2 と同様の効果を奏する。

〈 実施例 3 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 3 について添付の図を用いて説明する。

図 6 は本発明の実施例 3 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 7 は本発明の実施例 3 による密閉型圧縮機の冷媒ガス中の音速が早いときの要部縦断面図を示す。図 8 は本発明の実施例 3 による密閉型圧縮機の冷媒ガス中の音速が遅いときの要部縦断面図を示す。なお、実施例 3 の密閉型圧縮機において、前述の実施例 1 又は実施

例 2 の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 6、図 7 及び図 8 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19 a が形成されている。この吸入孔 19 a には吸入パイプ 24 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 24 の他端は、開口端部 24 a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

吸入パイプ 24 は長さ可変機構を備えている。図 7 及び図 8 において、符号 24 b は吸入パイプ 24 に形成された開口穴である。この開口穴 24 b は吸入パイプ 24 内空間と密閉容器 2 内空間とを連通させる開口端部 24 a 以外の 1 つ以上の連通孔である。符号 26 は開口穴 24 b を開閉するバイメタルあるいは形状記憶合金等で形成された開口穴蓋である。

次に、上記のように構成された実施例 3 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 10 内で発生した圧力波は、バルブプレート 19 の吸入穴 19 a を通って冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。位相の反転した反射波は、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 19 a に戻ってくる。

この反射波が吸入孔 19 a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ

圧力エネルギーが付加され、冷媒ガス吸入圧力は上昇する。

そのため、シリンダー 10 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、冷凍能力が大幅に向上する。

しかしながら、圧力波や反射波の波長は音速により変化するため、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーの付加のタイミングに誤差が生じて、冷媒ガスの吸入圧力の上昇率が低下する。

そこで、図 7 に示すように、高外気温時などで冷媒ガス中の音速が早いときは、バイメタルあるいは形状記憶合金等で形成された開口穴蓋 26 が開口穴 25 を閉じることにより、吸入パイプ 24 の開口端が吸入パイプ 24 の先端である開口端部 24a となり、吸入パイプ 24 の長さが長くなる。

この結果、冷媒ガス中の音速が早くなり波長が変化した分、吸入パイプ 24 を長くすることができ、反射波が吸入孔 19a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。このため、実施例 3 の密閉型圧縮機は吸入完了時点で反射波のもつ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。

図 8 に示すように、低外気温時などで冷媒ガス中の音

速が遅いときは、バイメタルあるいは形状記憶合金等で形成された開口穴蓋 26 が開口穴 25 を開放して、吸入パイプ 24 の開口端が吸入パイプ 24 の開口端部 24a より手前となり、吸入パイプ 24 の長さが短くなることに相当する。

この結果、冷媒ガス中の音速が遅くなった場合、吸入パイプ 24 を短くすることで、反射波が吸入孔 19a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができ、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。

以上のように、吸入パイプ 24 の長さを変化させることにより、外気温が変化し冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化しても、反射波が吸入孔 19a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。このため、実施例 3 の密閉型圧縮機は、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、吸入圧力を上昇させることができる。

これにより、実施例 3 の密閉型圧縮機は、常に吸入圧力が上昇し、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。このため、実施例 3 の密閉型圧縮機は、冷凍能力を向上させ、かつ吸入損失を低減させて、高い冷却効率を有する。

以上のように、実施例 3 の密閉型圧縮機は、吸入パイ

プ 2 4 の一端が密閉容器 2 内の空間に開口端部 2 4 a として配置され、他端がバルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a に直結されている。また、吸入パイプ 2 4 には長さ可変機構が設けられている。この長さ可変機構は、吸入パイプ 2 4 に吸入パイプ 2 4 内と密閉容器内 2 の空間を連通させる開口端以外の 1 つ以上の開口穴 2 5 と、この開口穴 2 5 を開閉するバイメタルあるいは形状記憶合金等で形成された開口穴蓋 2 6 で構成されている。この長さ可変機構により吸入パイプ 2 4 の長さを変化させることにより、外気温が変化して冷媒ガスの温度変化により冷媒ガス中の音速が変化しても、反射波が吸入孔 1 9 a に到達する時点と、シリンダー 1 0 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。このため、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。

これにより、実施例 3 の密閉型圧縮機においては、常に吸入圧力が上昇し、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加して、冷媒循環量が増加する。このため、実施例 3 の密閉型圧縮機は、冷凍能力が向上し、かつ吸入損失を低減させて高い冷却効率を有する密閉型圧縮機となる。

なお、実施例 3 において、外気温で冷媒ガスの温度が変化し、冷媒ガス中の音速が変化するとした。しかし、冷媒ガス中の音速が変化する場合ならば圧力等が変化した場合にも実施例 3 の密閉型圧縮機は有用である。

実施例 3 において、長さ可変機構は吸入パイプ 24 と、吸入パイプ 24 に吸入パイプ 24 内と密閉容器 2 内の空間を連通させる開口端部 24a 以外の 1 つ以上の開口穴 25 と、開口穴 25 の部分に開閉自在に設けられたバイメタルあるいは形状記憶合金等でできた開口穴蓋 26 で構成されている。しかし、長さ可変機構は、冷媒ガス中の音速の変化に伴いパイプ長さが変化する調整機構であれば、上記実施例 3 と同様の効果が得られることは言うまでもない。

〈 実施例 4 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 4 について添付の図を用いて説明する。

図 9 は本発明の実施例 4 による密閉型圧縮機の断面図を示す。図 10 は本発明の実施例 4 による密閉型圧縮機の高外気温時における図 9 の B-B 断面図を示す。図 11 は本発明の実施例 4 による密閉型圧縮機の低外気温時における図 9 の B-B 断面図を示す。なお、実施例 4 の密閉型圧縮機において、前述の実施例 1、実施例 2 又は実施例 3 の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 9 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19a が形成されており、この吸入孔 19a には吸入パイプ 27 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 27 の他端は、開口端部 27a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

吸入パイプ 27 は線膨脹係数の大きい材料により形成されている。

次に、上記のように構成された実施例 4 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 10 内で発生した圧力波は、バルブプレート 19 の吸入孔 19a を通り冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は冷媒ガスの流れと順方向に伝播して、吸入孔 19a に戻ってくる。

この反射波が吸入孔 19a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、シリンダー 10 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることにより、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、冷凍能力が大幅に向上する。

その際、シリンダー 10 内で発生した圧力波は衝撃音を発生させる。しかしながら、圧力波や反射波の波長は音速により変化するため、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーの冷媒ガスへの付加のタイミングに誤差が生じ、冷媒ガスの吸入圧力はその上昇率が低下する。

そこで、図 10 に示すように、高外気温時などで冷媒ガス中の音速が早いときは、線膨脹係数の大きい材料か

らなる吸入パイプ 27 は、高温により膨脹して、吸入パイプ 27 の内径断面積が大きくなる。

このように、冷媒ガス中の音速が早くなり、反射波の波長の変化に応じて、吸入パイプ 27 の内径断面積が大きくなる。これにより、冷媒ガスの流速を下げ、反射波の戻りタイミングを遅くすることで、反射波が吸入孔 19 a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。このため、実施例 4 の密閉型圧縮機では、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスへ付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。

図 11 に示すように、低外気温時などで冷媒ガス中の音速が遅いときは、線膨脹係数の大きい材料からなる吸入パイプ 27 は、温度低下のために収縮して、吸入パイプ 27 の内径断面積が小さくなる。

このように、冷媒ガス中の音速が遅くなった場合、吸入パイプ 27 の内径断面積を小さくすることにより、冷媒ガスの流速を上げ、反射波の戻りタイミングを早くすることで、反射波が吸入孔 19 a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。このため、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスへ付加され、冷媒ガスの吸入圧力を上昇させることができる。ただし、吸入パイプ 27 の内径断面積が小さくなることにより、反射波の持つ圧力エネルギーが少し減少し、吸入圧力を

上昇効果は少し低下する。

しかし、高外気温時に比べ大きな冷凍能力の向上を必要としないところの低外気温時は、吸入パイプ 27 の内径断面積が小さくなる。このように、冷凍能力の効果が少し減少するものの、外気温が低い冬などにおいては部屋を閉めきることが多く、夏以上に騒音が気になるような低外気温時において、実施例 4 の密閉型圧縮機は、吸入パイプ 27 の内径断面積を絞り、衝撃音を大幅に抑制して、騒音を大幅に減少させることができる。

従って、吸入パイプ 27 の内径断面積を変化させることにより、外気温が変化し冷媒ガス中の音速が変化しても、常に反射波が吸入孔 19 a に到達する時点と、シリンダー 10 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることができる。このため、実施例 4 の密閉型圧縮機は、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスへ付加でき、冷媒ガスの吸入圧力が上昇して、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加し、冷凍能力が向上する。

高外気温時に比べ大きな冷凍能力の向上を必要としない低外気温時には、吸入パイプ 27 の内径断面積が小さくなり、冷凍能力の向上が少し減少する。しかし、外気温度が低くなるほど吸入パイプ 27 の内径断面積が絞られる。このため、実施例 4 の密閉型圧縮機は騒音の発生を大幅に抑制することができる。

以上のように、実施例 4 の密閉型圧縮機は、吸入パイ

プ 2 7 の一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端がバルブプレート 1 9 の吸入孔 1 9 a に直結され、かつ線膨脹係数の大きい材料により構成されている。このため、外気温が変化し冷媒ガス中の音速が変化しても、外気温の変化に応じて吸入パイプ 2 7 の内径断面積を変化させることにより、反射波が吸入孔 1 9 a に到達する時点と、シリンダー 1 0 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを常に一致させることができる。このため、実施例 4 の密閉型圧縮機においては、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスへ付加でき、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。このため、実施例 4 の密閉型圧縮機は、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加し、冷凍能力が向上する。

高外気温時に比べ大きな冷凍能力の向上を必要としない低外気温時は、吸入パイプ 2 7 の内径断面積が小さくなる。それ故、実施例 4 の密閉型圧縮機は、冷凍能力の向上が少し減少するものの、外気温度が低くなるほど吸入パイプ 2 7 の内径断面積が絞られる。このため、実施例 4 の密閉型圧縮機は、騒音を大幅に低減することができる。

なお、実施例 4 において、外気温で冷媒ガスの温度が変化し、冷媒ガス中の音速が変化するとした。しかし、冷媒ガス中の音速が変化する条件ならば圧力等が変化する場合でも実施例 4 の密閉型圧縮機は有用である。

実施例 4 において、吸入パイプ 2 7 の内径断面積可変

機構は線膨脹係数の大きい材料を用いて吸入パイプ 27 を構成した。しかし、冷媒ガス中の音速の変化に伴い吸入パイプ 27 の内径断面積が変化する調整機構を用いるのであれば、上記実施例 4 と同様の効果が得られることは言うまでもない。

〈 実施例 5 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 5 について添付の図を用いて説明する。

図 12 は本発明の実施例 5 の密閉型圧縮機における冷媒ガスの挙動を示す説明図である。図 13 は実施例 5 の密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 14 は実施例 5 の密閉型圧縮機における冷媒ガス挙動とクランクシャフトとの関係を示す説明図である。なお、実施例 5 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 12 及び図 13 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19a が形成されており、この吸入孔 19a には吸入パイプ 229 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 229 の他端は、開口端部 229a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

図 14 において、冷媒ガスは、吸入行程の開始（図 14 の（a）の時点）では、クランクシャフト 12 が基準位置にあり、バルブプレート 19 の吸入孔 19a は塞が

れている。このため、冷媒ガスの流れは停止している。

次に、クランクシャフト12が回転して、ピストン11が右側に移動し、シリンダー10内の容積が急激に増加する。この結果、シリンダー10内の空間と密閉容器2内の空間とに圧力差が発生し、サクションリード20が開き始める（図14の（b）の時点）。このときのクランクシャフト12の回転位置（以後、クランク角度と称す）を θ_s (rad) とする。

サクションリード20が開き、冷媒ガスは吸入パイプ229内を右方向（シリンダー10の方向）へと流れ始める。このとき同時に、シリンダー10内の容積が急激に増加することに起因して、シリンダー10内において圧力波 W_a が発生する。シリンダー10内の圧力波 W_a は、開口である吸入孔19aを経て、冷媒ガスの流れと逆方向に吸入パイプ229内を密閉容器2内の空間に向かって伝播していく。

密閉容器2内の空間まで到達した圧力波 W_a は、冷媒ガスのよどみ状態の密閉容器2内の空間において反転した反射波 W_b となる。この反射波 W_b は、吸入パイプ229内を冷媒ガスの流れと同一方向に伝播していく（図14の（c）の時点）。

そして、反射波 W_b は、冷媒ガスの流れと順方向に伝播して、バルブプレート19の吸入孔19aに戻ってくる（図14の（d）の時点）。

図14の（a）に示す上死点のクランク角度を0 (ra

d) としたとき、サクシヨンリード 20 の開き始め (図 14 の (b)) のクランク角度を θ_s (rad) とし、吸入パイプ 229 の長さを L (m) とし、クランクシャフト 12 の回転数を f (Hz) とし、吸入パイプ 229 内の吸入される冷媒ガス中の音速を A_s (m/sec) とし、吸入開始時に吸入孔 19a において発生する圧力波が反射波となって吸入孔 19a に戻るクランク角度を θ_r (rad) とすると、これらの関係は下記 (式 1) により表される。

$$\theta_r = \theta_s + 4\pi \times L \times f / A_s \quad \dots \quad (\text{式 1})$$

$$1.4 \text{ (rad)} \leq \theta_r \leq 3.0 \text{ (rad)} \quad \dots \quad (\text{式 2})$$

このとき、圧力波の戻りクランク角度 θ_r は (式 2) の範囲に入るように吸入パイプ 229 の長さ L 等が調整されている。

次に、上記のように構成された実施例 5 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

吸入行程時にサクシヨンリード 20 が開くと同時に発生した圧力波 W_a は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播する。それはさらに、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波 W_b となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 19a に戻ってくる。また、反射波 W_b には幅があるので (式 1) で示すクランク角度 θ_r で反射波の波頭が吸入孔 19a に戻る。また、それに遅れてクランク角度がさらに進んだ時に反射波 W_b の波尾が吸入孔 19a に戻り、幅を持った反射波 W_b の戻りが完了する。

次に、反射波 W_b が吸入孔 19a に戻るときのクラン

ク角度と冷凍能力の向上効果との関係を吸入パイプ 229 の長さを例にとって説明する。

吸入パイプ 229 の長さ L が短いときは、(式 1) からわかるように反射波 W_b の戻りクランク角度 θ_r は小さくなる、すなわち反射波 W_b は吸入行程の早いタイミングで返ってくる。そのため、吸入行程が完了する前に幅を持った反射波 W_b が全て吸入孔 19a に戻り終ることが起こり得る。その場合には、反射波 W_b の戻りが完了した後は吸入孔 19a における圧力が下がることになり、吸入行程の途中であるにもかかわらず、サクションリード 20 が閉じたり、シリンダー 10 内から吸入パイプ 229 に冷媒ガスが逆流したりする。このため、シリンダー 10 内に吸入する冷媒ガスの密度を十分に高めることができず、冷凍能力の向上効果は小さくなってしまう。

また、逆に吸入パイプ 229 の長さ L が長いときは、反射波 W_b は吸入行程の遅いタイミングで返ってくる。あるいは吸入行程が終わった後で返ってくることになる。そのため、幅を持った反射波 W_b が全て吸入孔 19a に戻り終わる前に吸入行程が終わり、シリンダー 10 内に吸入する冷媒ガスの密度を十分に高めることができない。従って、冷凍能力の向上効果は小さくなってしまう。

このように、吸入パイプ 229 の長さは、短過ぎても長過ぎても冷凍能力の向上効果は小さくなる。冷凍能力の向上効果が最大限になる最適な吸入パイプ 229 の長さ、すなわち最適な反射波 W_b の戻りクランク角度 θ_r

は存在する。しかし、反射波 W_b には幅があるため、冷凍能力の向上効果がほぼ最大限に得られる反射波の戻りクランク角度も幅を有する。往復式の密閉型圧縮機の場合、反射波の戻りクランク角度 θ_r は、(式2)の範囲において冷凍能力の向上効果がほぼ最大限に得られる。

例えば、冷媒が HFC-134a で、吸入される冷媒ガスの圧力が 0.085 (MPa)、その冷媒ガスの温度が 80 (°C) の場合、音速 A_s は 176.3 (m/s) となる。そして、クランクシャフト 12 の回転数 f を 58.5 (Hz)、サクションリード 20 の開き始めのクランク角度 θ_s を 0.96 (rad) とすると、(式2)を満たすためには吸入パイプ 229 の長さ L を 0.10 ~ 0.48 (m) とすればよい。

このように、本発明の実施例 5 の密閉型圧縮機は反射波の戻りクランク角度が最適となるよう吸入パイプ 229 の長さ等が調整されているので、冷凍能力の向上効果が最大限に得られる。

以上のように、本実施例 5 の密閉型圧縮機では、サクションリード 20 の開き始めのクランク角度を θ_s (rad) とし、吸入パイプ 229 の長さを L (m) とし、クランクシャフト 12 の回転数を f (Hz) とし、吸入パイプ 229 内の吸入される冷媒ガス中の音速を A_s (m/sec) とし、吸入開始時に吸入孔 19a において発生する(式1)で示される圧力波の戻りクランク角度 θ_r (rad) が(式2)の範囲になるように構成されている。

このため、本実施例 5 の密閉型圧縮機は、反射波 W_b が吸入孔 19a に戻ってくるクランク角度が最適となり、吸入圧力を上昇させ最大限の冷凍能力の向上効果を得ることができる。

なお、冷媒種類や吸入される冷媒ガスの圧力、温度が違い音速が違う場合、反射波 W_b の戻りクランク角度が（式 2）を満たされるように吸入パイプ 229 の長さを調整すれば、上記実施例 5 と同様の効果が得られる。また、クランクシャフト 12 の回転周波数、サクションリード 20 の開き始めのクランク角度が違う場合でも、反射波 W_b の戻りクランク角度が（式 2）を満たされるように吸入パイプ 229 の長さを調整すれば、上記実施例 5 と同様の効果が得られる。

〈 実施例 6 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 6 について添付の図を用いて説明する。

図 15 は本発明の実施例 6 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 16A は本発明の実施例 6 による低外気温時の吸入パイプの開口部付近の断面図を示す。図 16B は本発明の実施例 6 による高外気温時の吸入パイプの開口部付近の断面図を示す。なお、実施例 6 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 15、図 16A 及び図 16B において、機械部 6 の

シリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19a が形成されており、この吸入孔 19a には吸入パイプ 239 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 239 の他端は、開口端部 239a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

図 16A 及び図 16B に示すように、反射防止板 240 は吸入パイプ 239 の密閉容器 2 内の空間の開口端部 239a の近傍に設けられている。この反射防止板 240 はバイメタルあるいは形状記憶合金等で形成された屈曲可能な板である。

次に、上記のように構成された実施例 6 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

一般に低外気温時には、冷凍冷蔵装置は大きな冷凍能力を必要としない。しかし、密閉型圧縮機によって必要以上の冷媒循環量が供給されると、吸入圧力の低下、吐出圧力の上昇が起こり、密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下し、結果的に総消費電力量が大きくなる。そのため、低外気温時における冷媒循環量を少なくすることができれば、総消費電力量は小さくすることができる。

実施例 6 の密閉型圧縮機は、低外気温時には各部位の温度も全体に低くなり、反射防止板 240 の温度も低くなっている。その場合、反射防止板 240 は、図 16A に示すように、吸入パイプ 239 の密閉容器 2 内の空間への開口端部 239a に対向する形状を有している。図

16Aに示す状態において、サクションリード20が開くと同時に発生した圧力波は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、吸入パイプ239の開口端部239aに達する。このとき、圧力波は、反射防止板240があるために完全な自由端としての反射ができなくなる。また、吸入パイプ239の開口端部239aと反射防止板240との間には隙間があるために、固定端としての反射もされない。

従って、低外気温時においては、反射防止板240のために圧力波が吸入パイプ239の開口端部239aで反射されず、冷媒循環量の向上効果が得られないため、実施例6の密閉型圧縮機は消費電力量を小さく抑えることができる。

また、高外気温時では反射防止板24の温度も高くなるために、バイメタルあるいは形状記憶合金等でできた反射防止板24は図5に示すように変形し、吸入パイプの開口部に対向しなくなる。従って、大きな冷凍能力が必要となる高外気温時には、圧力波は反射防止板24に妨害されることなく、従来通り吸入パイプ239の開口部で反射され、冷凍能力の向上効果が得られる。

以上のように、実施例6の密閉型圧縮機は、吸入パイプ239の一端が密閉容器2内の空間に開口し、他端が吸入孔19aに直結されており、吸入パイプ239の開口端部239aに対向してバイメタルあるいは形状記憶合金等でできた反射防止板24が設けられている。

このため、実施例 6 の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には冷凍能力の向上効果が得られないようにして、消費電力量を小さく抑える。一方、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には、従来通りの冷凍能力向上効果が得られるよう、実施例 6 の密閉型圧縮機は構成されている。

以上のように、実施例 6 の密閉型圧縮機は、冷却能力制御を行うことにより、総消費電力量を小さくすることができる。

〈 実施例 7 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 7 について添付の図を用いて説明する。

図 17 は本発明の実施例 7 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 18 は本発明の実施例 7 の密閉型圧縮機の平面断面図を示す。なお、実施例 7 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 17 及び図 18 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19a が形成されており、この吸入孔 19a には吸入パイプ 23 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 23 の他端は、開口端部 23a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

図 17、図 18 において、密閉容器 2 は、ドシェル 3

と上シェル 4 から構成されている。図 18 における符号 a は密閉容器 2 の内面のピストン 11 の往復方向に対して直角方向の最大距離であり、符号 b は密閉容器 2 内面のピストン 11 の往復方向の最大距離である。図 17 における符号 c は密閉容器 2 の内面から潤滑油 17 面までのクランクシャフト 12 の軸心方向の最大距離である。これらの a、b、c のそれぞれの長さに対応して、密閉容器 2 内の冷媒ガスはそれぞれの方向に固有の共鳴周波数を持つ。それらの共鳴周波数がクランクシャフト 12 の回転数の整数倍付近とならないように、実施例 7 の密閉型圧縮機においては各距離 a、b、c 等が調整されている。

次に、上記のように構成された実施例 7 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

吸入行程時にサクションリード 20 が開くと同時に発生した圧力波は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射板となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 19 a に戻ってくる。

もし密閉容器 2 内の冷媒ガスが共鳴すると騒音が大きくなるだけでなく、前記の圧力波が吸入パイプ 23 の開口端部 23 a で反射する時に、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴、すなわち定在波の影響を受け、ロスが生じる。そのために、反射波の圧力振幅が小さくなり、吸入圧力の上昇率が低下して、冷凍能力の向上効果が小さくなる。

密閉容器 2 内の冷媒ガスが共鳴するのは、密閉容器 2 内の共鳴周波数と密閉型圧縮機の運転周波数の整数倍、すなわち加振周波数とがほぼ一致する場合である。

一般に向かい合う壁の間に発生する共鳴について、2 壁間の距離 L_w 、共鳴周波数 f_r 、媒体の音速 A_c との間には下記（式 3）の関係がある。

$$L_w = A_c / (2 f_r) \quad \cdot \cdot \cdot \cdot \quad (\text{式 3})$$

この（式 3）の関係を密閉型圧縮機に適用すると、 L_w は向かい合う密閉容器 2 の内面間の距離、 f_r は向かい合う密閉容器 2 の内面間に発生し得る共鳴周波数、 A_c は密閉容器 2 内の冷媒の音速である。すなわち、密閉容器 2 の共鳴周波数が運転周波数の整数倍に近くならないように、密閉容器 2 の内面の前記各方向長さ a 、 b 、 c を決めれば共鳴は起こらない。しかし、実際は密閉容器 2 内の機械部 6、モーター部 7 等の影響により（式 3）で計算した L_w から多少ずれるので、音響実験あるいは数値解析の結果との比較から求めた補正係数をかける必要があり、発明者の行った音響実験及び数値解析から、補正値は 0.977 であることが分かっている。従って、この補正値を考慮した各方向長さ a 、 b 、 c を決めれば共鳴は起こらない。このように実施例 7 の密閉型圧縮機は密閉容器 2 内の冷媒ガスが共鳴しないため、共鳴音の発生を防ぐと共に、圧力波が吸入パイプ 23 の開口端部 23a で反射する時の圧力振幅の減衰を防ぎ、常に吸入圧力が上昇し、冷凍能力の向上効果が得られる。

以上のように、実施例 7 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数がクランクシャフト 1 2 の回転数の整数倍付近とならないように構成されているので、密閉容器 2 内の冷媒ガスが共鳴しない。このため、実施例 7 の密閉型圧縮機は、共鳴音の発生を防ぐと共に、圧力波が吸入パイプ 2 3 の開口端部 2 3 a で反射する時の圧力振幅の減衰を防ぎ、常に吸入圧力が上昇し、冷凍能力の向上効果が得られる。

〈 実施例 8 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 8 について添付の図を用いて説明する。

図 1 9 は本発明の実施例 8 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 2 0 は本発明の実施例 8 による密閉型圧縮機の吸入パイプの開口端部付近と吸入マフラーの断面図を示す。なお、実施例 8 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 1 9 及び図 2 0 において、機械部 6 のシリンダー 1 0 の端面に固着されたバルブプレート 1 9 には吸入孔 1 9 a が形成されており、この吸入孔 1 9 a には吸入パイプ 2 9 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 2 9 の他端には吸入マフラー 2 8 が設けられている。

次に、上記のように構成された実施例 8 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

吸入行程時にサクションリード 2 0 が開くと同時に発

生した圧力波は、バルブプレート 19 の吸入孔 19 a を通って冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、吸入マフラー 28 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は冷媒ガスの流れと順方向に伝波し、吸入孔 19 a に戻ってくる。

このとき、密閉容器 2 内の冷媒ガスが共鳴しているとしても、吸入パイプ 29 の開口端部 29 a が吸入マフラー 28 内にあるため、圧力波が吸入パイプ 29 の開口端部 29 a で反射する時に密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴の影響を受けない。従って、実施例 8 の密閉型圧縮機は、圧力波が反射するときの圧力振幅の減衰を防ぐ。密閉容器 2 の形状や運転条件等の変化によって密閉容器 2 内の共鳴周波数がどのように変化しても、実施例 8 の密閉型圧縮機は、常に吸入圧力を上昇させ、冷凍能力の向上効果を得ることができる。

また、実施例 8 の密閉型圧縮機は、吸入マフラー 28 があるために、吸入される冷媒ガスの脈動が小さくなり、密閉容器 2 内の冷媒ガスを加振する力を小さくする。このため、実施例 8 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に共鳴音を小さくする。

以上のように、実施例 8 の密閉型圧縮機は、吸入マフラー 28 と、一端が吸入マフラー 28 内に開口し他端が吸入孔 19 a に直結された吸入パイプ 29 とから構成されている。このため、実施例 8 の密閉型圧縮機は、吸入

される冷媒ガスの脈動を小さくして密閉容器 2 内の冷媒ガスを加振する力を小さくし、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず常に共鳴音を小さくすることができる。

また、実施例 8 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、常に圧力波が吸入パイプ 2 9 の開口部で反射する時の圧力振幅の減衰を防止する。このため、実施例 8 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 の形状や運転条件等のあらゆる変化にかかわらず、常に吸入圧力を上昇させ、冷凍能力の向上効果を得ることができる。

(実施例 9)

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 9 について添付の図を用いて説明する。

図 2 1 は本発明の実施例 9 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 2 2 は図 2 1 の密閉型圧縮機の B - B 線における平面断面図を示す。なお、実施例 9 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 2 1 及び図 2 2 において、機械部 6 のシリンダー 1 0 の端面に固着されたバルブプレート 1 9 には吸入孔 1 9 a が形成されており、この吸入孔 1 9 a には吸入パイプ 2 0 0 の一端が直接接続されている。吸入パイプ 2 0 0 の他端は、開口端部 2 0 0 a として密閉容器 2 内空間

に配置されている。

吸入パイプ 200 は少なくともその一部がテフロンあるいは P B T 等の熱伝導率の低い材料で形成されている。

次に、上記のように構成された実施例 9 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 10 内で発生した圧力波は、バルブプレート 19 の吸入孔 19 a を通って、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 16 a に戻ってくる。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔 19 a に到達させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、シリンダー 10 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加する。この結果、実施例 9 の密閉型圧縮機は冷媒循環量が増加して、冷凍能力の大幅な向上が図られている。

実施例 9 の密閉型圧縮機は吸入パイプ 200 の少なくとも一部がテフロンあるいは P B T 等の熱伝導率の低い材料で形成されてるので、密閉型圧縮機の起動後の時間経過に伴いシリンダーヘッド 80 等の温度が大きく上昇しても、熱が吸入パイプ 200 に伝導するのを防止し、吸入パイプ 200 の温度変化を小さくすることができる。このため、実施例 9 の密閉型圧縮機は吸入パイプ 200

内の冷媒ガス中の音速変化を小さくすることができる。
このため、実施例 9 の密閉型圧縮機は、安定した圧力波を発生させて吸入圧力の高い上昇効果を得ることができるとともに、起動後の時間経過に影響されず安定した高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 9 の密閉型圧縮機は温度の低い冷媒ガスをシリンダー 10 内へ供給でき、冷媒循環量を向上させることができる。

以上のように、実施例 9 の密閉型圧縮機においては、吸入パイプ 200 の一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端がバルブプレート 19 の吸入孔 19a に直結され、かつ少なくとも一部がテフロンあるいは PBT 等の熱伝導率の低い材料で形成されている。

このため、密閉型圧縮機の起動後の時間経過に伴いシリンダーヘッド 80 等の温度が大きく上昇しても、熱が吸入パイプ 200 を伝導することが防止され、吸入パイプ 200 の温度変化を小さくする。これにより、吸入パイプ 200 内の冷媒ガス中の音速変化を小さくすることができる。

この結果、実施例 9 の密閉型圧縮機は、安定した圧力波を発生させて吸入圧力の上昇を得ることができ、起動後の時間経過に影響されず安定した高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 9 の密閉型圧縮機は、温度の低い冷媒ガスをシリンダー 10 内へ供給でき、冷媒循環量を向上させるこ

とができる。

なお、実施例 9 において、熱伝導率の低い材料で形成された吸入パイプを用いた密閉型圧縮機を示した。しかし、シリンダー部付近だけなどの部分的に熱伝導率の低い材料を用いても、上記実施例 9 と同様の効果が得られる。

（ 実施例 10 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 10 について添付の図を用いて説明する。

図 2 3 は本発明の実施例 10 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 2 4 は図 2 3 の密閉型圧縮機の C - C 線における平面断面図を示す。図 2 5 は吸入圧力上昇比率変化を示す特性図である。図 2 6 は冷凍能力向上比率の変化を示す特性図である。図 2 7 は騒音変化率の変化を示す特性図である。なお、実施例 10 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 2 3 及び図 2 4 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19 a が形成されており、この吸入孔 19 a には第 1 の吸入パイプ 210 の一端が直接接続されている。第 1 の吸入パイプ 210 の他端は、開口端部 210 a として密閉容器 2 内空間に配置されており、吸入流路としての第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190 a の近傍に配置さ

れている。

次に、上記のように構成された実施例 10 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 10 内で発生した圧力波は、バルブプレート 19 の吸入孔 19 a を通り、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 19 a に戻ってくる。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔 19 a に到達することにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、シリンダー 10 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。この結果、実施例 10 の密閉型圧縮機は冷凍能力が大幅に向上したものとなる。

実施例 10 の密閉型圧縮機においては、密閉容器 2 内の第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190 a の近傍に第 1 の吸入パイプ 210 の開口端部 210 a が配置されている。このため、実施例 10 の密閉型圧縮機は、温度が低く、密度の高い冷媒ガスを第 1 の吸入パイプ 210 内に吸入することができ、冷媒ガス中の音速が遅くなる。このため、実施例 10 の密閉型圧縮機は、圧縮性の影響が大きくなり、大きな圧力波を発生させることができる。

これにより、実施例 10 の密閉型圧縮機は、吸入圧力上昇効果を増加させることができる。そして、実施例 10 の密閉型圧縮機は、温度の低い冷媒ガスをシリンダー 10 内に吸入させることにより、冷凍能力の向上効果を大幅に増加させ、効率が良く高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 10 の密閉型圧縮機は、第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190 a と第 1 の吸入パイプ 210 の開口端部 210 a の間の隙間により、圧力脈動が第 2 の吸入パイプ 190 から冷凍サイクルへ伝わるのが低減される。このため、実施例 10 の密閉型圧縮機は、騒音を大幅に低減できる。

第 1 の吸入パイプ 210 の開口端部 210 a と第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190 a との間の距離（開口端部間距離）は、吸入圧力の上昇効果を大きく、冷凍能力の向上効果を大きく、そして騒音の低減効果を大きくするために、発明者の実験によれば 3 mm から 50 mm の間が好ましいことが明らかとなった。

この結果を図 25、図 26 及び図 27 に示す。図 25 は縦軸に吸入圧力上昇比率（%）を示し、横軸に第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190 a と第 1 の吸入パイプ 210 の開口端部 210 a との間の隙間である開口端部間距離（mm）を示したグラフである。図 25 における吸入圧力上昇比率とは、シリンダー 10 内で発生した圧力波の圧力に対する、密閉容器 2 内の空間において圧力

波が反射した反射波の圧力の比率を示す。

図 2 6 は縦軸に冷凍能力向上比率 (%) を示し、横軸に開口端部間距離 (mm) を示したグラフである。図 2 6 における冷凍能力向上比率とは、最大冷凍能力に対する測定された冷凍能力の比率である。

図 2 7 は縦軸に騒音変化率 (%) をとり、横軸に開口端部間距離 (mm) をとって示したものである。図 2 7 における騒音変化率とは、開口部間距離が 0 mm のときを 100% としたときの騒音の圧力変化を示す。

以上のように、実施例 10 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 210 の一端がバルブプレート 19 の吸入孔 19a に直結されており、他端が密閉容器 2 内の第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190a の近傍に配置されている。このため、実施例 10 の密閉型圧縮機は、温度が低く、密度の高い冷媒ガスを第 1 の吸入パイプ 210 内に吸入することができるため、冷媒ガス中の音速を遅くすることができる。このために、実施例 10 の密閉型圧縮機は、圧縮性の影響が大きくなり、大きな圧力波を発生させることができる。このため、実施例 10 の密閉型圧縮機は、吸入圧力の上昇効果を増加させると共に、温度の低い冷媒ガスをシリンダー 10 内に吸入させることで、冷凍能力の向上効果を大幅に増加させ、高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 10 の密閉型圧縮機は、第 2 の吸入パイプ 190 の開口端部 190a と第 1 の吸入パイプ 210 の開口

端部 2 1 0 a の間に隙間を形成することにより、圧力脈動が第 2 の吸入パイプ 1 9 0 から冷凍サイクルへ伝わるのを低減することができる。このため、実施例 1 0 の密閉型圧縮機は、騒音を大幅に低減することができる。

なお、第 1 の吸入流路としての第 1 の吸入パイプ 2 1 0 の開口端部 2 1 0 a を広くして、第 2 の吸入流路としての第 2 の吸入パイプ 1 9 0 の開口端部 1 9 0 a と相対向させることにより、冷媒ガスが流れやすくなり、冷凍能力の向上が図られることは言うまでもない。

（ 実施例 1 1 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 1 1 について添付の図を用いて説明する。

図 2 8 は本発明の実施例 1 1 による密閉型圧縮機の縦断面図を示す。図 2 9 は図 2 8 の密閉型圧縮機の D - D 線における平面断面図を示す。図 3 0 は実施例 1 1 における第 1 の吸入パイプの開口端部の縦断面図を示す。図 3 1 は実施例 1 1 の第 1 の吸入パイプの開口端部の開口面を示す図である。

なお、実施例 1 1 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 2 8 及び図 2 9 において、機械部 6 のシリンダー 1 0 の端面に固着されたバルブプレート 1 9 には吸入孔 1 9 a が形成されており、この吸入孔 1 9 a には第 1 の吸入パイプ 2 2 0 の一端が直接接続されている。第 1 の吸

入パイプ 220 の他端は、開口端部 220 a として密閉容器 2 内空間に配置されている。第 2 の吸入パイプ 190 はその開口端部 190 a が密閉容器 2 の内部空間に配置されている。

図 29 及び図 30 に示すように、第 1 の吸入パイプ 220 は、一端がバルブプレート 19 の吸入孔 19 a に直結され、他端が密閉容器 2 内の空間に開口する複数の開口端部 220 a、220 b を持ち、かつ吸入孔 19 a から複数の開口端部 220 a、220 b までの長さが異なっている。

次に、上記のように構成された実施例 11 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 10 内で発生した圧力波は、バルブプレート 19 の吸入孔 19 a を通り、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 19 a に到達する。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔 19 a に到達することにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、吸入圧力が上昇する。

そのため、シリンダー 10 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。この結果、実施例 11 の密閉型圧縮機によれば、冷凍能力を大幅に向上させることができる。

このとき、吸入孔 19 a において発生した圧力波は、吸入孔 19 a から開口端までの長さが異なる複数の開口端部 220 a、220 b で次々反射し、吸入孔 19 a に到達して、シリンダー 10 内に供給される。

このことにより、実施例 11 の密閉型圧縮機は、吸入孔 19 a に反射波の到達するタイミングを広くとることができる。

従って、実施例 11 の密閉型圧縮機においては、運転条件の変化等により、冷媒ガス中の音速が変化し、1つの反射波の到達するタイミングがずれても、次々に他の反射波が吸入孔 19 a に到達する。このため、実施例 11 の密閉型圧縮機は、常にシリンダー 10 内に高い圧力の冷媒ガスを供給できる。

これにより、実施例 11 の密閉型圧縮機は、運転条件変化によらず常に吸入圧力を上昇させ安定した高い冷凍能力を得ることができる。

以上のように、実施例 11 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 220 の一端がバルブプレート 19 の吸入孔 19 a に直結されており、他端が密閉容器 2 内の空間に開口し、かつ吸入孔 19 a から開口端までの長さが異なる複数の開口端部 220 a、220 b を有している。このため、吸入孔 19 a において発生した圧力波は、吸入孔 19 a から開口端までの長さが異なる複数の開口端部 220 a、220 b で次々反射する。

この結果、実施例 11 の密閉型圧縮機は、吸入孔 19

a に反射波の戻るタイミングを広くとることができる。従って、実施例 11 の密閉型圧縮機においては、運転条件変化等により、冷媒ガス中の音速が変化し、1 つの反射波の吸入孔 19 a に到達するタイミングがずれても、次々に他の反射波が吸入孔 19 a に到達する。このため、シリンダー 10 内には常に高い圧力の冷媒ガスが供給される。これにより、実施例 11 の密閉型圧縮機によれば、運転条件変化によらず常に吸入圧力を上昇させ安定した高い冷凍能力を得ることができる。

なお、実施例 11 においては、吸入流路として長さの異なる複数の開口端部 220 a, 220 b を有する吸入パイプ 220 を用いたが、長さの異なる複数本の吸入パイプとしても上記実施例 11 と同様の効果を得られる。

（ 実施例 12 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 12 について添付の図を用いて説明する。

図 3 2 は本発明の実施例 12 による密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図 3 3 は図 3 2 の密閉型圧縮機の E-E 線における平面断面図である。図 3 4 は実施例 12 における起動時のシリンダーヘッド部分の要部を示す平面断面図である。図 3 5 は実施例 12 における安定運転時のシリンダーヘッド部分の要部を示す平面断面図である。

なお、実施例 12 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものに

は同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 3 2 及び図 3 3 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 19 には吸入孔 19 a が形成されており、この吸入孔 19 a には第 1 の吸入パイプ 230 の一端が連通パイプ 240 を介して接続されるよう構成されている。第 1 の吸入パイプ 230 の他端は、開口端部 230 a として密閉容器 2 内空間に配置されている。第 2 の吸入パイプ 190 はその開口端部が密閉容器 2 の内部空間に配置されている。

図 3 3 及び図 3 4 に示すように、第 1 の吸入パイプ 230 は、その一端が密閉容器 2 内の空間に開口しており、他端がバルブプレート 19 の吸入孔 19 a に直結されておらず、シリンダーヘッド 80 の手前で切断された状態である。切断された第 1 の吸入パイプ 230 は連通パイプ 240 によりシリンダーヘッド 80 の開口穴 80 a と連通可能に配置されている。

図 3 4 及び図 3 5 に示すように、吸入パイプ 230 と連通パイプ 240 との間にベローズ 250 が設けられている。すなわちベローズ 250 の一端が第 1 の吸入パイプ 230 に固定され、他端が連通パイプ 240 に固定されている。実施例 12 において、連通パイプ 240 とベローズ 250 により連通遮断機構が形成されている。

次に、上記のように構成された実施例 12 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

シリンダー 10 内で発生した圧力液は、バルブプレー

ト 1 9 の吸入孔 1 9 a を通り、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は、冷媒ガスの流れと順方向に伝播して、吸入孔 1 9 a に戻ってくる。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔 1 9 a に到達させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスへ付加され、吸入圧力が上昇する。

そのため、シリンダー 1 0 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることにより、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。この結果、実施例 1 2 の密閉型圧縮機は冷凍能力を大幅に向上させることができる。

しかしながら、圧力波は起動時にも発生するため、起動トルクが大きくなり、モーター部 7 の能力向上を必要とした。

そこで、図 3 4 に示すように、起動時等の密閉容器 2 内の圧力が高い場合、ベローズ 2 5 0 は押し縮められ、連通パイプ 2 4 0 はシリンダーヘッド 8 0 から離れる。

これにより、第 1 の吸入パイプ 2 3 0 は吸入孔 1 9 a と連通しなくなり、圧力波は発生しなくなる。従って、冷凍能力向上効果はなくなるが、トルクを大幅に低減し、起動不良が防止でき、信頼性の向上を図ることができる。

一方、図 3 5 に示すように、起動後に密閉容器 2 内の圧力が低下すると、ベローズ 2 5 0 は引き延ばされ、連通パイプ 2 4 0 はシリンダーヘッド 8 0 に圧着される。

これにより、第1の吸入パイプ230は吸入孔19aと連通し、圧力波が発生し、吸入圧力の上昇効果を得ることができる。このため、実施例12の密閉型圧縮機は冷凍能力の向上が図られている。

以上のように、実施例12の密閉型圧縮機は、第1の吸入パイプ230の一端が密閉容器1内の空間に開口し、他端がバルブプレート19の吸入孔19aに直結されており、第1の吸入パイプ230がシリンダーヘッド80の手前で切断されている。そして、連通パイプ240を設けて、切断された第1の吸入パイプ230とシリンダーヘッド80の開口穴80aとを連通可能に構成し、連通遮断機構のベローズ250の一端を第1の吸入パイプ230に固定し、他端を連通パイプ240に固定している。

従って、起動時等の密閉容器2内の圧力が高い場合、ベローズ250は押し縮められ、連通パイプ240はシリンダーヘッド80から離れる。このため、第1の吸入パイプ230は吸入孔19aと連通しなくなり、圧力波は発生しなくなる。その結果、実施例12の密閉型圧縮機においては、起動時等の密閉容器2内の圧力が高い場合、冷凍能力の向上は図られないが、トルクを大幅に低減して、起動不良が防止でき、信頼性を向上することができる。

一方、実施例12の密閉型圧縮機においては、起動後、密閉容器2内の圧力が低下すると、ベローズ250は引

き延ばされ、連通パイプ 240 はシリンダーヘッド 80 に圧着される。このため、第 1 の吸入パイプ 230 は吸入孔 19a と連通し、圧力波が発生し、吸入圧力の上昇効果を得ることができ、冷凍能力の向上が図られる。

なお、実施例 12 において、連通遮断機構をベローズ 250 により構成したが、起動時において第 1 の吸入パイプ 230 を連通させない機構であれば、上記実施例 12 と同様の効果が得られることは言うまでもない。

また、実施例 12 において、連通遮断機構としたが、起動時に圧力波を発生させない機構であれば、上記実施例 12 と同様の効果が得られることは言うまでもない。

（ 実施例 13 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 13 について添付の図を用いて説明する。

図 36 は本発明の実施例 13 の密閉型圧縮機のピストンの往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に共鳴モードの節部を持つ時の平面断面図である。図 37 は実施例 13 の密閉型圧縮機におけるピストンの往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に共鳴モードの節部を持つ時の正面図である。

なお、実施例 13 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 36 及び図 37 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 211 には吸入孔

2 1 1 a が形成されており、この吸入孔 2 1 1 a は吸入室 2 5 1 を介して第 1 の吸入パイプ 2 4 1 (吸入流路) の一端に接続されている。第 1 の吸入パイプ 2 4 1 の他端は、開口端部 2 4 1 a として密閉容器 2 内空間に配置されている。

上記のように、吸入流路としての第 1 の吸入パイプ 2 4 1 は、その一端が密閉容器 2 内に開口し、他端が空間としての吸入室 2 5 1 を介してバルブプレート 2 1 1 の吸入孔 2 1 1 a に連結している。第 1 の吸入パイプ 2 4 1 の密閉容器 2 内の開口端部 2 4 1 a は、下記 3 つの平面の少なくとも 1 つ以上の平面上に配置される。

(1) 前記密閉容器 2 の水平断面 (図 3 6 の紙面に平行な断面) にてその断面積が実質的に最大となる面 (図 3 7 の直線 H にて示す水平面) の重心 (水平断面部分における重心の位置) を通る第 1 の線分 (図 3 6 の矢印 v にて示す線分) であり、かつ当該第 1 の線分 (v) が (図 3 7 の直線 H にて示す水平面における) 前記密閉容器 2 の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分 (v) の中心点において前記第 1 の線分 (v) と実質的に直交する第 1 の平面 (図 3 6 の直線 W にて示す平面) 上 (図 3 6 において開口端部 2 4 1 a を示した位置)、又は

(2) 前記第 1 の線分 (v) を含む水平面 (H) において、前記第 1 の線分 (v) と実質的に直交する前記密閉容器 2 の内壁面間の第 2 の線分 (図 3 6 の矢印 w にて

示す線分)の中心点を通り、かつ前記第2の線分(w)と実質的に直交する第2の平面(図36の直線Vにて示す鉛直平面)上、又は

(3) 前記密閉容器2の鉛直方向における内壁上面と前記潤滑油17の油面との間の最大距離となる第3の線分(図37の矢印xにて示す線分)の中心点を通り、かつ前記第3の線分(x)と実質的に直交する第3の平面(図37の直線Yにて示す水平面)上、

の3つの平面の少なくとも1つの平面上に第1の吸入パイプ241の開口端部241aが配置されている。

図36及び図37に示す密閉型圧縮機は、第1の吸入パイプ241の開口端部241aが第1の平面(W)上に配置されている場合である。

図36及び図37に示すように、第1の吸入パイプ241の開口端部241aの近傍には第2の吸入パイプ260の開口端部260aが配設されている。この第2の吸入パイプ260は密閉容器2の外部の冷凍システムから冷媒ガスを吸入するよう構成されている。

次に、上記のように構成された実施例13の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

冷凍冷蔵装置等の冷凍システムから循環してきた冷媒ガスは、第2の吸入パイプ260を通り、密閉容器2内空間に一旦開放される。一旦開放された冷媒ガスは、第1の吸入パイプ241及び吸入室251を介してシリンダー10内に吸入され、ピストン11により圧縮される。

その際、冷媒ガスはクランクシャフト 12 の 1 / 2 回転でシリンダー 10 内に吸入され、後の 1 / 2 回転で圧縮される。そのため、冷媒ガスは連続的にシリンダー 10 内に吸入されず、第 1 の吸入パイプ 241 に冷媒ガスの圧力脈動が生じる。従って、その圧力脈動が密閉容器 2 内の空間を加振し、ピストン 11 の往復方向、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、クランクシャフト 12 の軸方向に共鳴モードが生じてしまう。

しかし、実施例 13 の密閉型圧縮機においては、第 1 の吸入パイプ 241 の密閉容器 2 内空間への開口端部 241a を、図 36 において距離 a で示される線分 (v) の中心点を通り、かつその線分 (v) に直角となる平面上に配置されている。すなわち、実施例 13 の密閉型圧縮機は、ピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に生じた共鳴モードの節部のある平面上としている。このため、共鳴モードを励起する圧力脈動成分は、共鳴モードの節部に位置することになる。従って、共鳴モードの節部にて加振することとなり、共鳴モードは励起されず、共鳴音の発生を抑えることができる。

さらに、実施例 13 の密閉型圧縮機においては、第 2 の吸入パイプ 260 の密閉容器 2 内の開口端部 260a を第 1 の吸入パイプ 241 の密閉容器 2 内の開口端部 241a の近傍に設けることにより、第 1 の吸入パイプ 2

4 1 へ吸入される冷媒ガスが密閉容器 2 内の冷媒ガスにより加熱されることを防ぐことができる。このため、シリンダー 1 0 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、実施例 1 3 の密閉型圧縮機においては、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増し、冷媒循環量が増加し、冷凍能力を向上させることができる。

以上のように、本実施例 1 3 の密閉型圧縮機は、クランクシャフト 1 2、ピストン 1 1、シリンダー 1 0 等の機械部 6 と、モーター部 7 と、下部に潤滑油 1 7 を貯溜する密閉容器 2 と、吸入孔 2 1 1 a を有しシリンダー 1 0 の端面に配設されたバルブプレート 2 1 1 と、第 1 の吸入パイプ 2 4 1 と、第 2 の吸入パイプ 2 6 0 とを有している。第 1 の吸入パイプ 2 4 1 の一端は吸入室 2 5 1 の空間を介してバルブプレート 2 1 1 の吸入孔 2 1 1 a に連結されており、他端の開口端部 2 4 1 a は密閉容器 2 内の所望の位置に配設されている。すなわち、開口端部 2 4 1 a は、

(1) 密閉容器 2 の水平断面にて断面積が略最大となる平面上の重心を通り、かつ密閉容器 2 の内壁面間の距離が最小となる第 1 の線分 (v : 距離 a) に対してその中心点を通り、かつ第 1 の線分 (v) に略直角となる平面 (W) 上、又は

(2) 水平断面の重心を通る距離が最小となる第 1 の線分 v を含む水平面上にて略直角となる密閉容器 2 の内壁面間の第 2 の線分 (w : 距離 b) に対してその中心点

を通り、かつその第2の線分(w)に略直角となる平面(V)上、又は

(3) 密閉容器2の鉛直方向の内壁上面と潤滑油17の油面との間の最大距離となる第3の線分(x:距離c)に対しその中心点を通り、かつその第3の線分(x)に略直角となる平面(Y)上、

の3つの平面の少なくとも1つの平面上に吸入流路の密閉容器内の吸入口として配置される。

そして、第2の流入パイプ260は、その一端が密閉容器2外へ導出され、他端が開口端部260aとして密閉容器2内に配置され、この開口端部260aが吸入流路としての第1の吸入パイプ241の開口端部241aの近傍に設けられている。

このため、実施例13の密閉型圧縮機は、密閉容器2内に生じる共鳴を防止し、共鳴音の発生による騒音増加を防止することができる。そして、実施例13の密閉型圧縮機は、冷媒ガスの密度を高め、冷凍能力を向上させることができる。

なお、実施例13においては、吸入流路としての第1の吸入パイプ241の密閉容器2内空間の開口端部241aを、ピストン11の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向の共鳴モードの節部として説明した。しかし、吸入パイプ241の密閉容器2内空間の開口端部241aが、ピストン11の往復方向の共鳴モードの節部、またはクランクシャフト12の軸方向の

共鳴モードの節部など、吸入流路 2 の密閉容器 2 内空間への開口端部が問題となる共鳴モードの節部の配置されていれば、上記実施例 1 3 と同様の効果を奏する。

実施例 1 3 では、吸入流路が吸入パイプ 2 4 1 と空間としての吸入室 2 5 1 として説明した。しかし、空間を有する吸入流路としてマフラー等が付加されている場合でも上記実施例 1 3 と同様の効果が得られる。

実施例 1 3 の密閉型圧縮機は、シリンダー 1 0 の数量が 1 個の場合で説明した。しかし、本発明は複数のシリンダーを有する密閉型圧縮機にも適用できる。

本発明の密閉型圧縮機は、吸入流路が 2 つ以上ある場合でも、それぞれの吸入流路の密閉容器 2 内への開口端部を上記実施例 1 3 に示した共鳴モードの節部の位置に配設することにより、上記実施例 1 3 と同様の効果が得られる。

（ 実施例 1 4 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 1 4 について添付の図を用いて説明する。

図 3 8 は、本発明の実施例 1 4 による密閉型圧縮機において、ピストン 1 1 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に共鳴モードの節部を持つ時の縦断面図である。図 3 9 は実施例 1 4 の密閉型圧縮機のピストンの往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向に節部を持つ時の平面断面図である。

なお、実施例 1 4 の密閉型圧縮機において、前述の各

実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 3 8 及び図 3 9 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 211 には吸入孔 211a が形成されており、この吸入孔 211a は第 1 の吸入パイプ 271（吸入流路）の一端に直接接続されている。第 1 の吸入パイプ 271 の他端は、開口端部 271a として密閉容器 2 内空間の所定の位置に配置されている。

吸入流路である第 1 の吸入パイプ 271 の密閉容器 2 内の開口端部 271a は、下記 3 つの平面の少なくとも 1 つ以上の平面上に配置されるよう構成されている。

(1) 前記密閉容器 2 の水平断面（図 3 7 の紙面に平行な断面）にてその断面積が実質的に最大となる面（図 3 8 の直線 H にて示す水平面）の重心（水平断面部分における重心の位置）を通る第 1 の線分（図 3 9 の矢印 v にて示す線分）であり、かつ当該第 1 の線分（v）が（図 3 8 の直線 H にて示す水平面において）前記密閉容器 2 の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分（v）の中心点において前記第 1 の線分（v）と実質的に直交する第 1 の平面（図 3 9 の直線 W にて示す平面）上（図 3 9 において、開口端部 271a を示した位置）、又は

(2) 前記第 1 の線分（v）を含む水平面（H）において、前記第 1 の線分（v）と実質的に直交する前記密

閉容器 2 の内壁面間の第 2 の線分（図 3 9 の矢印 w にて示す線分）の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分（w）と実質的に直交する第 2 の平面（図 3 9 の直線 V にて示す鉛直平面）上、又は

（3）前記密閉容器 2 の鉛直方向における内壁上面と前記潤滑油 1 7 の油面との間の最大距離となる第 3 の線分（図 3 8 の矢印 x にて示す線分）の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分（x）と実質的に直交する第 3 の平面（図 3 8 の直線 Y にて示す水平面）上、

の 3 つの平面の少なくとも 1 つの平面上に第 1 の吸入パイプ 2 7 1 の開口端部 2 7 1 a が配置されている。

図 3 8 及び図 3 9 に示す実施例 1 4 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 2 7 1 の開口端部 2 7 1 a が第 1 の平面（W）上に配置されている場合である。

図 3 8 及び図 3 9 に示すように、第 1 の吸入パイプ 2 7 1 の開口端部 2 7 1 a の近傍には第 2 の吸入パイプ 2 8 1 の開口端部 2 8 1 a が配設されている。この第 2 の吸入パイプ 2 8 1 は密閉容器 2 の外部に導出している。

次に、上記のように構成された実施例 1 4 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

バルブプレート 2 1 1 の近傍で発生した圧力波は、吸入孔 2 1 1 a を通り冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となる。この反射波は冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 2 1 1 a に戻ってくる。

この反射波が吸入孔 2 1 1 a に到達する時点と、シリンダー 1 0 内の容積が最大になる時点（吸入完了時点）とを一致させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、シリンダー 1 0 内には、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。このため、実施例 1 4 の密閉型圧縮機は冷凍能力の大幅に向上した装置となる。

冷凍冷蔵装置等のシステムから循環してきた第 2 の吸入パイプ 2 8 1 の冷媒ガスは、いったん密閉容器 2 内空間に開放され、バルブプレート 2 1 1 に固定された第 1 の吸入パイプ 2 7 1 を介してシリンダー 1 0 内に吸入され、ピストン 1 1 により圧縮される。その際、冷媒ガスはクランクシャフト 1 2 の 1 / 2 回転でシリンダー 1 0 内に吸入され、後の 1 / 2 回転で圧縮される。

このように冷媒ガスは連続的にシリンダー 1 0 内に吸入されないため、第 1 の吸入パイプ 2 7 1 に冷媒ガスの圧力脈動が生じる。従って、その圧力脈動が密閉容器 2 内の空間を加振し、ピストン 1 1 の往復方向、ピストン 1 1 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向、及びクランクシャフト 1 2 の軸方向に共鳴モードが発生する。

しかし、第 1 の吸入パイプ 2 7 1 の密閉容器 2 内空間

の開口端部 271a を、上記のように、距離 a (図 39) により示される線の中心点を通り、かつその線と直交する平面 (W) 上、すなわちピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向における共鳴モードの節部の位置を含む平面上に配置している。このため、共鳴モードを励起する圧力脈動成分は、共鳴モードの節部に集中することになる。

従って、実施例 14 の密閉型圧縮機においては、圧力脈動が共鳴モードの節部を加振することになる。このため、この密閉型圧縮機においては、共鳴モードが励起されず、共鳴音の発生を抑えることができ、共鳴音により密閉型圧縮機の騒音が抑制されている。

さらに、実施例 14 の密閉型圧縮機では、第 2 の吸入パイプ 281 の密閉容器 2 内の開口端部 281a を第 1 の吸入パイプ 271 の密閉容器 2 内の開口端部 271a の近傍に設けられている。このため、実施例 14 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 271 へ吸入される冷媒ガスが密閉容器 2 内の冷媒ガスにより加熱されることを防ぐことができる。そして、実施例 14 の密閉型圧縮機は、冷媒ガス中の音速が減少するため、圧縮能力が大きくなり、大きな圧力波が発生し、冷媒ガスの吸入圧力が大幅に上昇する。

実施例 14 の密閉型圧縮機は、以上のように構成されているため、シリンダー 10 内に、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出

冷媒量が増加する。このため、実施例 14 の密閉型圧縮機は、冷媒循環量が増加し、冷凍能力を大幅に向上させることができる。

なお、実施例 14 においては、吸入流路としての第 1 の吸入パイプ 271 が、その開口端部 271a をピストン 11 の往復方向を含む水平面における当該往復方向と直角の方向の共鳴モードの節部に配置した構成とした。しかし、第 1 の吸入パイプ 271 の開口端部 271a は、ピストン 11 の往復方向の共鳴モードの節部、またはクランクシャフト 12 の軸方向の共鳴モードの節部など、吸入流路の密閉容器 2 内空間への開口端が問題となる共鳴モードの節部の位置に配置されていればよい。

本発明の実施例 14 はシリンダー 10 の数にこだわらず適用できる。更に、吸入流路が 2 つ以上ある場合でも、それぞれの吸入流路の密閉容器 2 内への開口端を上記に示した共鳴モードの節部の位置に配置することにより、上記実施例 14 と同様の効果が得られる。

吸入流路としての第 1 の吸入パイプ 271 がバルブプレート 211 の吸入孔 211a へわずかな空間（断面形状が実質的に同じである空間）を介して連結される構成であっても、上記実施例 14 とほぼ同等の効果が得られる。

以上のように、実施例 14 によれば、密閉容器内に生じる共鳴を防止し、共鳴音による密閉型圧縮機の騒音増加を防止することができる。そして、実施例 14 の密閉

型圧縮機は、冷媒ガスの密度を高め、冷凍能力を向上させることができるという有利な効果が得られる。

実施例 1 4 によれば、吸入流路の密閉容器内への開口端が共鳴モードの節部となり、吸入流路の圧力波により発生する衝撃音の発生を大幅に低減し、密閉型圧縮機の騒音増加を防止することができる。このため、実施例 1 4 の密閉型圧縮機は、冷媒ガスの密度を高め、冷凍能力を大幅に向上させることができるという有利な効果が得られる。

〈 実施例 1 5 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 1 5 について添付の図を用いて説明する。

図 4 0 は本発明の実施例 1 5 による密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図 4 1 は図 4 0 の密閉型圧縮機の B - B 線における正面断面図である。図 4 2 は実施例 1 5 による別の吸入流路形状を有する密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図 4 3 は図 4 2 の密閉型圧縮機の C - C 線における正面断面図である。

なお、実施例 1 5 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 4 0 及び図 4 1 において、機械部 6 のシリンダー 1 0 の端面に固着されたバルブプレート 1 9 1 には吸入孔 1 9 1 a が形成されており、この吸入孔 1 9 1 a は第 1 の吸入パイプ 2 0 1 (吸入流路) の一端に直接接続され

ている。第1の吸入パイプ201の他端は、開口端部201aとして密閉容器2内空間の所定の位置に配置されている。第1の吸入パイプ201（吸入流路）は、ほぼ均一な曲率の曲げ部201bを有している。

次に、上記のように構成された実施例15の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

吸入行程時にバルブプレート191の吸入孔191a付近で発生した圧力波は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器2内の空間で位相の反転した反射波となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔191aに戻ってくる。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔191aに到達させることにより、吸入完了時点での反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、実施例15の密閉型圧縮機においては、シリンダー10内に、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮1行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、冷凍能力を向上させることができる。

また、実施例15の密閉型圧縮機は、第1の吸入パイプ201の各曲げ部201bの曲率をほぼ均一にすることで、曲げ部201bにおける圧力波の振幅の減少を抑制し、圧力の高い反射波をシリンダー10内に戻すことができ、より高い冷凍能力の向上を図ることができる。

また、実施例 15 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 201 をコンパクトに形成でき、密閉容器 2 の小型化を達成できる。

以上のように、実施例 15 の密閉型圧縮機は、吸入孔 191 a を有しシリンダー 10 の端面に配設されたバルブプレート 191 と、一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端がバルブプレート 191 の吸入孔 191 a にほぼ直結され、かつほぼ均一な曲率の曲げ部 201 b を有する第 1 の吸入パイプ 201 とを具備している。このため、実施例 15 の密閉型圧縮機は、圧力波や反射波の圧力振幅の減衰を低減することができる。そのため、実施例 15 の密閉型圧縮機は、吸入圧力を上昇させ、高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 15 の密閉型圧縮機においては、吸入流路である第 1 の吸入パイプを図 42 及び図 43 に示すような、らせん状の吸入パイプ 212 に形成することにより、曲げ部 212 b の曲率を大きくとることができる。このため、実施例 15 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 212 内の圧力の減衰をさらに低減できる。

なお、実施例 15 において、第 1 の吸入パイプ 201、212 がバルブプレート 191 の吸入孔 191 a にほぼ直結する構成とした。しかし、第 1 の吸入パイプ 201、212 とバルブプレート 191 の吸入孔 191 a とを断面積が実質的に等しい流路空間を介して連結しても上記実施例 15 と同等の効果が得られる。

実施例 15 の密閉型圧縮機において、吸入流路を管状の第 1 の吸入パイプ 201、212 により構成した。しかし、吸入パイプに代えて、例えば吸入流路を有するブロック状のものにより吸入流路を構成しても上記実施例 15 と同様の効果を得ることができる。

〈 実施例 16 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 16 について添付の図を用いて説明する。

図 44 は本発明の実施例 16 による密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図 45 は図 44 の密閉型圧縮機の D-D 線における正面断面図である。

なお、実施例 16 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 44 及び図 45 において、機械部 6 のシリンダー 10 の端面に固着されたバルブプレート 192 には吸入孔 192a が形成されており、この吸入孔 192a は第 1 の吸入パイプ 221（吸入流路）の一端に直接接続されている。第 1 の吸入パイプ 221 の他端は、開口端部 221a として密閉容器 2 内空間の所定の位置に配置されている。図 45 に示すように、第 1 の吸入パイプ 221（吸入流路）は、吸入流路間が近接するように複数回曲げられている。

次に、上記のように構成された実施例 16 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

吸入行程時にバルブプレート 192 の吸入孔 192 a 付近で発生した圧力波は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 192 a に戻ってくる。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔 192 a に到達させることにより、吸入完了時点での反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、実施例 16 の密閉型圧縮機においては、シリンダー 10 内に、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、冷凍能力を向上させることができる。

実施例 16 の密閉型圧縮機においては、第 1 の吸入パイプ 221 を複数回曲げ、内部に低温の吸入ガスが流れる吸入パイプ 221 を近接させて配置している。このため、実施例 16 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 内の圧縮発熱、モーター発熱、摺動発熱等の影響で高温となっている密閉容器 2 内の冷媒ガスの影響を少なくすることができる。

これにより、実施例 16 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 内の高温の冷媒ガスの熱が第 1 の吸入パイプ 221 に伝わるのが抑制され、第 1 の吸入パイプ 221 内の吸入ガスの温度の上昇を低減させることができる。この結

果、実施例 16 の密閉型圧縮機は、吸入ガスの密度を高め、冷媒循環量を増加させることができる。

実施例 16 の密閉型圧縮機は、吸入される冷媒ガスの温度（吸入ガス温度）が低く、密度の高い冷媒ガスが吸入パイプ 221 内に吸入される。これにより、吸入ガスの音速が遅くなるため、冷媒ガスの圧縮性の効果が大きくなり、大きな圧力波が発生し、高い冷凍能力を得ることができる。

また、実施例 16 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 221 をコンパクトに形成でき、密閉容器を小型化できる。

以上のように、実施例 16 の密閉型圧縮機は、吸入孔 191a を有しシリンダー 10 の端面に配設されたバルブプレート 191 と、一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端がバルブプレート 191 の吸入孔 191a にほぼ直結され、かつ吸入流路間が近接するように複数回曲げられた第 1 の吸入パイプ 221 とを備えたものである。このため、実施例 16 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 221 が密閉容器 1 内の高温の冷媒ガスから受ける熱量を小さくし、第 1 の吸入パイプ 221 の温度上昇を低減し、第 1 の吸入パイプ 221 内の吸入ガス温度の上昇を低減させている。この結果、実施例 16 の密閉型圧縮機は、大きな冷媒循環量を得ることができる。

それと共に、実施例 16 の密閉型圧縮機は、吸入ガス温度が低く、密度の高い冷媒ガスを第 1 の吸入パイプ 2

21 内に吸入することにより、吸入される冷媒ガス中の音速が遅くなる。このため、実施例16の密閉型圧縮機は、冷媒ガスの圧縮性の影響が大きくなり、大きな圧力波が発生し、高い冷凍能力の向上効果を得ることができる。

なお、実施例16において、第1の吸入パイプ221を複数回曲げて吸入流路間を近接させ、第1の吸入パイプ221が高温の密閉容器内の冷媒ガスから受ける熱量を減らす構成としたが、例えば近接した吸入流路を有するブロック状のものでも上記実施例16の密閉型圧縮機と同様の効果が得られる。

実施例16において、第1の吸入パイプ221どうしを近接させる構成とした。しかし、第1の吸入パイプ221どうしを密着させることにより、第1の吸入パイプ221と高温の密閉容器内の冷媒ガスとの熱交換面積を減少させてもよい。このように構成することにより、本発明の密閉型圧縮機は、第1の吸入パイプ221の受熱量が低減でき、さらに、高い冷凍能力の向上効果を得ることができる。

実施例16において、第1の吸入パイプ221をバルブプレート191の吸入孔191aにほぼ直結させる構成とした。しかし、第1の吸入パイプ221とバルブプレート191の吸入孔191aとを断面積が実質的に等しい流路空間を介して連結してもほぼ同等の効果が得られる。

〈 実施例 1 7 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 1 7 について添付の図を用いて説明する。

図 4 6 は本発明の実施例 1 7 による密閉型圧縮機を示す縦断面図である。図 4 7 は図 4 6 の密閉型圧縮機の E - E 線における正面断面図である。

なお、実施例 1 7 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 4 6 及び図 4 7 において、機械部 6 のシリンダー 1 0 の端面に固着されたバルブプレート 1 9 3 には吸入孔 1 9 3 a が形成されており、この吸入孔 1 9 3 a は第 1 の吸入パイプ 2 3 1 (吸入流路)の一端に直接接続されている。第 1 の吸入パイプ 2 3 1 の他端は、開口端部 2 3 1 a として密閉容器 2 内空間の所定の位置に配置されている。図 4 7 に示すように、第 1 の吸入パイプ 2 3 1 (吸入流路)は、吸入流路間が近接するように複数回曲げられている。

図 4 7 に示すように、実施例 1 7 の密閉型圧縮機には吸入マフラー 2 4 1 が設けられている。この吸入マフラー 2 4 1 は第 1 の吸入パイプ 2 3 1 をほぼ包み込むよう構成されている。吸入マフラー 2 4 1 は、圧力波を反射するのに必要な容積を有している。

次に、上記のように構成された実施例 1 7 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

吸入行程時にバルブプレート 193 の吸入孔 193 a 付近で発生した圧力波は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播し、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 193 a に戻ってくる。

吸入行程の間に、この反射波が吸入孔 193 a に到達させることにより、吸入完了時点での反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、実施例 17 の密閉型圧縮機においては、シリンダー 10 内に、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになる。このため、実施例 17 の密閉型圧縮機は、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加して、冷凍能力を向上させることができる。

このとき、実施例 17 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 231 の開口端部 231 a は吸入マフラー 241 内に配設されている。このため、実施例 17 の密閉型圧縮機においては、吸入ガスの脈動が吸入マフラー 241 で減衰され、密閉容器 2 内の冷媒ガスを加振する力を小さくし、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、常に共鳴音を小さくすることができる。

実施例 17 の密閉型圧縮機においては、密閉容器 2 内の冷媒ガスが共鳴しているとしても、第 1 の吸入パイプ 231 の開口端部 231 a が吸入マフラー 241 内にあるために、圧力波が吸入第 1 の吸入パイプ 231 の開口

端部 2 3 1 a で反射する時に密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴の影響を受けない。

従って、実施例 1 7 の密閉型圧縮機は、圧力波が第 1 の吸入パイプ 2 3 1 の吸入マフラー 2 4 1 内の開口端部 2 4 1 a で反射する時に密閉容器 2 空間内の共鳴の影響を受けて圧力振幅が減衰するのを防止する。このため、実施例 1 7 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 の形状や運転条件等におけるあらゆる変化にもかかわらず、冷媒ガスの吸入圧力が常に上昇し、安定した高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 1 7 の密閉型圧縮機では、第 1 の吸入パイプ 2 3 1 を吸入マフラー 2 4 1 で囲うことにより、第 1 の吸入パイプ 2 3 1 の温度分布を均一化し、冷媒ガス中の音速変化を小さくすることができる。このため、実施例 1 7 の密閉型圧縮機は、圧力波の減衰を小さくして、安定した冷媒ガスの吸入圧力の上昇を得ることができ、安定した冷凍能力の向上効果を得ることができる。

実施例 1 7 の密閉型圧縮機においては、第 1 の吸入パイプ 2 3 1 をコンパクトに形成でき、密閉容器 2 を小型化することができる。

以上のように、実施例 1 7 の密閉型圧縮機は、吸入孔 1 9 1 a を有しシリンダー 1 0 の端面に配設されたバルブプレート 1 9 1 と、一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端がバルブプレート 1 9 1 の吸入孔 1 9 1 a にほぼ直結された第 1 の吸入パイプ 2 3 1 と、第 1 の吸入パ

パイプ 231 をほぼ包み込む吸入マフラー 241 とを具備している。このため、実施例 17 の密閉型圧縮機は、吸入ガスの脈動を小さくして密閉容器 2 内の冷媒ガスを加振する力を小さくし、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、常に共鳴音を小さくすることができる。

実施例 17 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 内の冷媒ガスの共鳴周波数にかかわらず、圧力波が第 1 の吸入パイプ 231 の開口端部 231a で反射する時の圧力振幅の減衰を常に防ぐことができる。実施例 17 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 の形状や運転条件等のあらゆる変化にかかわらず、常に冷媒ガスの吸入圧力が上昇し、安定した高い冷凍能力を得ることができる。

実施例 17 の密閉型圧縮機は、第 1 の吸入パイプ 231 の温度分布を均一化し、冷媒ガス中の音速変化を小さくすることができる。このため、実施例 17 の密閉型圧縮機は、圧力波の減衰を小さくし安定した吸入圧力の上昇を得ることで、安定した冷凍能力を得ることができる。

なお、実施例 17 において、第 1 の吸入パイプ 231 がバルブプレート 191 の吸入孔 191a にほぼ直結した構成とした。しかし、第 1 の吸入パイプ 231 とバルブプレート 191 の吸入孔 191a とをわずかな空間（実質的に同じ断面形状を有する流路空間）を介して連結しても上記実施例 17 とほぼ同等の効果が得られる。

実施例 17 において、吸入流路を管状の第 1 の吸入パ

イプ 2 3 1 として説明した。しかし、例えば吸入流路が形成されたブロック状のものでも、上記実施例 1 7 と同様の効果を得ることができる。

（ 実施例 1 8 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 1 8 について添付の図を用いて説明する。

図 4 8 は本発明の実施例 1 8 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。図 4 9 は図 4 8 の B - B 線における正面断面図である。図 5 0 は実施例 1 8 の密閉型圧縮機の高負荷運転時における吸入流路の要部断面図を示す。図 5 1 は実施例 1 8 の密閉型圧縮機の通常運転時における吸入流路の要部断面図を示す。

なお、実施例 1 8 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 4 8 及び図 4 9 において、吸入流路を有する吸入流路ブロック 1 4 0 は、その吸入流路の一端が密閉容器 2 内の空間に開口端部として配置されており、他端がバルブプレート 1 5 0 の吸入孔 1 5 0 a にほぼ直結されている。

図 5 0 及び図 5 1 は吸入流路ブロック 1 4 0 の要部を示す断面図である。吸入流路ブロック 1 4 0 内には流路切り換え機構 1 4 1 が配設されている。流路切り換え機構 1 4 1 は設定温度を境にして、吸入流路を切り換えるよう機能を有し、バイメタル、形状記憶合金あるいは高

負荷状態を検知して流路を切り換える弁等により構成されている。

次に、上記のように構成された実施例 18 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

一般に低外気温時には、冷凍冷蔵装置は大きな冷凍能力を必要としない。しかし、このような状況において、密閉型圧縮機により必要以上の冷媒循環量が供給されると、吸入圧力の低下、吐出圧力の上昇が起こる。このため、密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下し、結果的に総消費電力量が増加するという問題がある。

この問題を解決するために、低外気温時には、冷媒循環量を少なくすることにより、消費電力量は少なくすることができる。

実施例 18 の密閉型圧縮機は、高外気温時や高負荷時には各部温度が全体に高くなり、吸入流路を有する吸入流路ブロック 140 内に設けられている流路切り換え機構 141 の温度も高くなる。その場合、バイメタル、形状記憶合金あるいは高負荷状態を検知して流路を切り換える弁等の流路切り換え機構 141 は、図 50 に示される形状に配置されている。この時の吸入される冷媒ガスの流れは、図 50 における $a \rightarrow b \rightarrow c$ の方向であり、吸人行程時に吸入孔 150 a 付近で発生する圧力波は冷媒ガスの流れと逆方向に伝播する。そして、圧力波は密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となり冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 150 a に戻ってくる。

吸入行程の間にこの反射波を吸入孔 150 a へ到達させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、実施例 18 の密閉型圧縮機は、シリンダ 10 内にはより密度の高い冷媒ガスが充填されることになる。その結果、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。このため、実施例 18 の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時や高負荷時には従来の密閉型圧縮機と同様に冷凍能力を大幅に向上させることができる。

一方、通常運転時や低外気温時には各部温度が全体に低くなり、流路切り換え機構 141 の温度も低くなる。その場合、流路切り換え機構 141 が図 51 に示すように変形するため、吸入される冷媒ガスは図 51 に示す a → c の方向に流れる。このため、図 51 に示す冷媒ガスの流れは、図 50 に示した a → b → c の方向の流れに比べて短くなり、図 51 の吸入流路の長さでは、反射波が吸入孔 150 a に戻るタイミングが早くなり過ぎて、吸入完了時点では反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加されず、過給効果は得られないことになる。

逆に吸入流路ブロック 140 の吸入流路の長さが長い場合には、反射波が吸入孔 150 a に戻るタイミングが遅くなり過ぎて、吸入完了時点では反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加されず、過給効果は得られな

いことになる。

このように、本発明の実施例 18 の密閉型圧縮機は、高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるように吸入流路の長さ等が調整されている。このため、本発明の実施例 18 の密閉型圧縮機は、高外気温時や高負荷時以外は必要以上の冷凍能力が発生しなくなり、総合的に消費電力量を少なくすることができる。

以上のように、実施例 18 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 と、密閉容器 2 内に収納され圧縮要素 300 及び電動機により構成される電動圧縮要素 81 と、圧縮要素 300 を構成するシリンダ 10 と、吸入孔 150 a を有しシリンダ 10 の端面に配設されたバルブプレート 150 と、一端が密閉容器 2 内に開口し他端がバルブプレート 150 の吸入孔 150 a にほぼ直結する吸入流路を有する吸入流路ブロック 140 と、吸入流路に備えられた流路切り換え機構 141 とを具備している。このため、実施例 18 の密閉型圧縮機は、電動圧縮要素 81 に高負荷がかかる高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるようにすることで総合的に消費電力量を少なくすることができる。

なお、実施例 18 において、吸入流路がバルブプレート 150 の吸入孔 150 a にほぼ直結した構成で示したが、わずかな空間を介して吸入流路とバルブプレート 150 の吸入孔 150 a とを連結しても上記実施例 18 と同等の効果が得られる。

実施例 18 において、吸入流路を図 48 から図 51 に示すような吸入流路ブロック 140 内に形成したもので説明した。しかし、例えば吸入流路を管により構成したものであっても上記実施例 18 と同等の効果が得られる。

（ 実施例 19 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 19 について添付の図を用いて説明する。

図 52 は本発明の実施例 19 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。図 53 は図 52 の C-C 線における正面断面図である。図 54 は実施例 19 の密閉型圧縮機の高負荷運転時における吸入流路の要部断面図を示す。図 55 は実施例 19 の密閉型圧縮機の通常運転時における吸入流路の要部断面図を示す。

なお、実施例 19 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 52 及び図 53 において、吸入流路を有する吸入流路ブロック 170 は、吸入流路の一端が密閉容器 2 内の空間に開口端部 170a として配置されており、他端がバルブプレート 150 の吸入孔 150a にほぼ直結されている。吸入パイプ 161 は冷媒ガスを密閉容器 2 内に導入するものであり、吸入パイプ 161 の密閉容器内の開口端部は吸入流路ブロック 170 の開口端部 170a 近傍に配置されている。

図 54 及び図 55 は吸入流路ブロック 170 の吸入流

路の要部を示す断面図であり、吸入流路内には流路切り換え機構 171 が配設されている。流路切り換え機構 171 は設定温度を境にして、吸入流路を切り換えるよう機能を有し、バイメタル、形状記憶合金あるいは高負荷状態を検知して流路を切り換える弁等により構成されている。

次に、上記のように構成された実施例 19 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

一般に低外気温時には、冷凍冷蔵装置は大きな冷凍能力を必要としない。しかし、このような状況において密閉型圧縮機により必要以上の冷媒循環量が供給されると、吸入圧力の低下、吐出圧力の上昇が起こる。この結果、密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下し、結果的に総消費電力量が増加するという問題がある。

この問題を解決するために、低外気温時には、冷媒循環量を少なくすることにより、消費電力量は少なくすることができる。

実施例 19 の密閉型圧縮機は、高外気温時や高負荷時には各部温度が全体に高くなり、吸入流路ブロック 170 の吸入流路内に設けられている流路切り換え機構 171 の温度も高くなる。その場合、バイメタル、形状記憶合金あるいは高負荷状態を検知して流路を切り換える弁等の流路切り換え機構 171 は、図 54 に示される形状に配置されている。この時の吸入される冷媒ガスの流れは、図 54 における $d \rightarrow e \rightarrow f$ の方向であり、吸入行程

時に吸入孔 150 a 付近で発生する圧力波は冷媒ガスの流れと逆方向に伝播する。その圧力波は、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 150 a に戻ってくる。

吸入行程の間にこの反射波を吸入孔 150 a へ到達させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、実施例 19 の密閉型圧縮機は、シリンダ 10 内にはより密度の高い冷媒ガスが充填されることになり、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。このため、実施例 19 の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時や高負荷時には従来の密閉型圧縮機と同様に冷凍能力を大幅に向上させることができる。

一方、通常運転時や低外気温時には各部温度が全体に低くなり、流路切り換え機構 171 の温度も低くなる。その場合、流路切り換え機構 171 が図 55 に示すように変形するため、吸入される冷媒ガスは図 55 に示すように $d \rightarrow f$ の方向に流れる。このため、図 55 に示す冷媒ガスの流れは、図 54 に示した $d \rightarrow e \rightarrow f$ の方向の流れに比べて短くなる。このため、図 55 に示す吸入流路の長さでは、反射波が吸入孔 150 a に戻るタイミングが早くなり過ぎて、吸入完了時点では反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加されず、過給効果は得られ

ないことになる。

逆に吸入流路ブロック 170 の吸入流路の長さが長い場合には、反射波が吸入孔 150 a に戻るタイミングが遅くなり過ぎて、吸入完了時点では反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加されず、過給効果は得られないことになる。

このように、本発明の実施例 19 の密閉型圧縮機は、高外気温時や高負荷時のみ過給効果が得られるように吸入流路の長さ等が調整されている。このため、本発明の実施例 19 の密閉型圧縮機は、高外気温時や高負荷時以外は必要以上の冷凍能力が発生しなくなり、総合的に消費電力量を少なくすることができる。

本発明の実施例 19 の密閉型圧縮機は、吸入流路ブロック 170 における吸入流路の密閉容器 2 内の開口端部 171 a を吸入パイプ 161 の密閉容器 2 内の開口端部の近傍に設けている。これにより、実施例 19 の密閉型圧縮機は、吸入流路ブロック 170 の吸入流路に吸入される冷媒ガスが密閉容器 2 内の圧縮発熱、電動機発熱、摺動発熱等の影響で高温となっている電動圧縮要素 81 から受ける熱の影響を少なくすることができ、温度上昇を少なくすることができる。

従って、実施例 19 の密閉型圧縮機は、吸入流路内の冷媒ガスの密度を高め、冷媒循環量を増加させることができ、効率を高くすることができる。

以上のように、実施例 19 の密閉型圧縮機は、密閉容

器 2 と、密閉容器 2 内に収納され圧縮要素 3 0 0 及び電動機等のモータ部 7 により構成される電動圧縮要素 8 1 と、圧縮要素 3 0 0 を構成するシリンダ 1 0 と、吸入孔 1 5 0 a を有しシリンダ 1 0 の端面に配設されたバルブプレート 1 5 0 と、一端が密閉容器 2 外に連通し他端が密閉容器 2 内に開口した吸入パイプ 1 6 1 と、一端が吸入パイプ 1 6 1 の密閉容器 2 内の開口端部の近傍に開口し、他端がバルブプレート 1 5 0 の吸入孔 1 5 0 a にほぼ直結する吸入流路と、吸入流路に備えられた流路切り換え機構 1 7 1 とを具備している。

このため、実施例 1 9 の密閉型圧縮機は、電動圧縮要素 8 1 に高負荷がかかる高外気温時や高負荷時にのみ過給効果が得られるように構成されている。実施例 1 9 の密閉型圧縮機は、総合的に消費電力量を少なくすることができる。

実施例 1 9 の密閉型圧縮機は、吸入される冷媒ガスの温度上昇を小さくすることにより、冷媒ガスの密度を高め、冷媒循環量を増加させることにより効率を高くすることができる。

なお、実施例 1 9 において、吸入流路がバルブプレート 1 5 0 の吸入孔 1 5 0 a にほぼ直結した構成とした。しかし、わずかな空間（実質的に同じ断面形状を有する流路空間）を介して吸入流路とバルブプレート 1 5 0 の吸入孔 1 5 0 a とを連結する構成であっても上記実施例 1 9 とほぼ同等の効果が得られる。

実施例 19 において、吸入流路を図 52 から図 55 に示すように吸入流路ブロックに吸入流路を形成したもので説明したが、例えば吸入流路を管により構成したもので上記実施例 19 と同等の効果が得られる。

（ 実施例 20 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 20 について添付の図を用いて説明する。

図 56 は本発明の実施例 20 による密閉型圧縮機を示す平面断面図である。図 57 は実施例 20 の密閉型圧縮機の概略構造と冷凍装置の制御ブロック図である。図 58 はインバータ装置を用いて実施例 20 の密閉型圧縮機の回転数制御時の冷凍能力変化を示す特性図である。

なお、実施例 20 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 56 及び図 57 において、第 1 の吸入パイプ 193 はその一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端がバルブプレート 150 の吸入孔 150a にほぼ直結された吸入流路としての吸入管である。図 57 に示すインバータ装置 212 は、電動機 211 を少なくとも 2 種類以上の特定周波数で運転する。

次に、上記のように構成された実施例 20 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

一般に低外気温時では、冷凍冷蔵装置は大きな冷凍能力を必要としない。しかし、このような状況において、

従来の密閉型圧縮機により必要以上の冷媒循環量が供給されると、吸入圧力の低下、吐出圧力の上昇が起こる。この結果、従来の密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下し、結果的に総消費電力量が増加するという問題がある。

この問題を解決するために、低外気温時には、冷媒循環量を少なくすることにより、消費電力量は少なくすることができる。

実施例 20 の密閉型圧縮機は、吸入行程時に吸入孔 150 a 付近で発生した圧力波は、冷媒ガスの流れと逆方向に伝播する。そして、圧力波は、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波となり、冷媒ガスの流れと順方向に伝播し、吸入孔 150 a に戻ってくる。

吸入行程の間にこの反射波を吸入孔 150 a へ到達させることにより、吸入完了時点で反射波の持つ圧力エネルギーが冷媒ガスに付加され、冷媒ガスの吸入圧力が上昇する。

そのため、実施例 20 の密閉型圧縮機は、シリンダ 10 内に、より密度の高い冷媒ガスが充填されることになる。このため、実施例 20 の密閉型圧縮機は、圧縮 1 行程当たりの吐出冷媒量が増加し、冷媒循環量が増加する。このような過給効果により、実施例 20 の密閉型圧縮機は、冷凍能力を大幅に向上させることができる。

次に、図 58 を用いて過給効果について具体例について説明する。図 58 はインバータ装置を用いて密閉型圧

縮機を回転数制御したときの冷凍能力変化を示す特性図である。図58において、横軸は回転数（ r/s ）を示し、縦軸は冷凍能力相対値を示す。冷凍能力相対値は従来の密閉型圧縮機の回転数が60Hzのときを基準としている。図58において、実線は従来の密閉型圧縮機を回転数制御した場合である。破線①と破線②は実施例20における気筒容積の異なる密閉型圧縮機をそれぞれ回転数制御した場合である。なお、図58において1点鎖線は回転数の増加とともに冷凍能力も比例して増加する場合を示す。

回転数制御を行う従来の往復型の密閉型圧縮機を用いて、周波数60Hzの運転時に過給効果が得られるように構成した場合、冷凍能力変化は図11の破線①のように変化する。

図11の実線に示すように、従来の密閉型圧縮機では回転数が50Hzを越える高速回転数時において、回転数の増加に比例した冷凍能力がバルブ機構の追従性等の問題で得られず、冷凍能力が飽和し、更に低下するという特性を有していた。

しかし、実施例20の密閉型圧縮機によると、過給により高速側の回転数である60Hzの近傍で冷凍能力が従来の装置に比べて大幅に向上しており、同じ60Hz運転において約2割の能力上昇が見られた。図58の破線①に示すように、実施例20の密閉型圧縮機は回転数の増加に比例して冷凍能力が得られると想定した場合に

おける 70 Hz 運転のときと同等の冷凍能力を確保できた。

また、図 58 に示すように、60 Hz 運転時における従来の装置と同じ冷凍能力は、破線②で示す約 2 割小さい気筒容積の実施例 20 の密閉型圧縮機により得られた。

このように、実施例 20 の密閉型圧縮機によれば、冷凍能力の範囲を広くすることができ、外気温や負荷に応じた冷凍能力が得られるように構成できる。更に、図 58 の破線②で示すように、従来より小さい気筒容積の密閉型圧縮機により、従来のものとほぼ同等の冷凍能力が得られるように構成でき、密閉型圧縮機の小型化が達成できる。

これにより、実施例 20 の密閉型圧縮機によると、回転数制御に加えて過給を行うことにより、外気温や負荷に応じた冷凍能力が得られ、消費電力量を少なくすることができる。

以上のように、実施例 20 の密閉型圧縮機は、密閉容器 2 と、密閉容器 2 内に収納され圧縮要素 300 及び電動機 211 により構成される電動圧縮要素 81 と、圧縮要素 300 を構成するシリンダ 10 と、吸入孔 150a を有するバルブプレート 150 と、一端が密閉容器 1 内あるいはアキュムレータ等の空間に開口し他端が吸入孔 150a に実質的に直結する第 1 の吸入パイプ 193 と、電動機 211 を運転するインバータ装置 212 とから構成されている。このため、実施例 20 の密閉型圧縮機は、

外気温や負荷に応じた冷凍能力が得られ、消費電力量を少なくすることができる。

なお、実施例 20 の密閉型圧縮機は、ロータリ型や、スクロール型圧縮機などでも上記実施例 20 と同様の効果が得られることは言うまでもない。

実施例 20 において、吸入流路として吸入パイプを用いて構成したが、吸入流路を有するブロック状のもので構成したものでも上記実施例 20 と同等の効果が得られる。

（ 実施例 2 1 ）

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 2 1 について添付の図を用いて説明する。

図 5 9 は本発明の実施例 2 1 による密閉型圧縮機の平面断面図である。図 6 0 は図 5 9 の B - B 線における正面断面図である。図 6 1 は実施例 2 1 の密閉型圧縮機の吸入流路付近を示す断面図である。

なお、実施例 2 1 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 5 9、図 6 0 及び図 6 1 において、吸入ブロック 2 2 7 に形成された吸入流路 2 2 2 は一端が開口端部として密閉容器 2 内の空間に配置され、他端がバルブプレート 1 9 2 の吸入孔 1 9 2 a に実質的に直結されている。図 6 1 に示すように、吸入流路 2 2 2 とともに吸入ブロック 2 2 7 内に形成されている共鳴型マフラー 2 3 2 は、

空胴部 2 4 2 と結合部 2 5 2 とを有している。共鳴型マフラー 2 3 2 の結合部 2 5 2 は、その一端が空胴部 2 4 2 に開口し、他端が吸入流路 2 2 2 に開口している。共鳴型マフラー 2 3 2 の共振周波数は、吸入される冷媒ガスの脈動等により吸入孔 1 9 2 a 付近で発生する騒音のうち最も問題となる騒音の周波数と一致するように、空胴部 2 4 2 の容積、結合部 2 5 2 の長さ、結合部 2 5 2 の断面積等が調整されている。

次に、上記のように構成された実施例 2 1 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

冷媒ガスがシリンダー 1 0 内に吸入されると、冷媒ガスの脈動やサクションリードの動作により吸入孔 1 9 2 a 付近で騒音が発生する。この発生した騒音は吸入流路 2 2 2 を伝達する際、吸入流路 2 2 2 に設けられた共鳴型マフラー 2 3 2 によって減衰される。そのため、吸入流路 2 2 2 から密閉容器 2 内の空間に伝達する騒音は小さくなり、密閉型圧縮機から生じる騒音を小さくすることができる。

次に、実施例 2 1 における共鳴型マフラー 2 3 2 が冷凍能力を向上させる効果、すなわち過給効果に与える影響について説明する。

前述の背景技術において説明した従来の密閉型圧縮機において、吸入流路からの騒音で最も問題となる周波数は通常 4 0 0 H z から 6 0 0 H z 程度である。それに対し、吸入行程時に発生して過給効果を与える圧力波の周

波数はかなり小さい。また、共鳴型のマフラーは、一般に共振周波数付近の狭い周波数帯域だけの消音効果が大いという特徴がある。

従って、上記実施例 2 1 において、吸入行程時に発生した圧力波（膨張波）が反射波（圧縮波）となり、吸入孔 1 9 2 a に戻ってくる過程において、共鳴型マフラー 2 3 2 は問題となる騒音だけを減衰させて、過給効果を与える圧力波に対してはほとんど影響を与えないため、大きな冷凍能力は共鳴型マフラー 2 3 2 が設置されていないものと同じように得られる。

このように、過給効果を与える仕様の密閉型圧縮機においては、吸入流路 2 2 2 に共鳴型マフラー 2 3 2 を設ける構成は非常に有効であり、過給効果と騒音低減を両立することができる。

以上のように、本実施例 2 1 の密閉型圧縮機は、一端が密閉容器 2 内の空間に開口し、他端が吸入孔 1 9 2 a にほぼ直結する吸入流路 2 2 2 と、吸入流路 2 2 2 に設けられた共鳴型マフラー 2 3 2 とから構成されている。このため、大きな冷凍能力は従来通り得られ、さらに吸入された冷媒ガスの脈動に伴い発生する騒音は吸入流路 2 2 2 に設けた共鳴型マフラー 2 3 2 により減衰され、吸入流路 2 2 2 から密閉容器 2 内に伝達する騒音は小さくなる。

このため、実施例 2 1 の密閉型圧縮機は、最終的に密閉容器外に伝達する騒音を小さくすることができる。

なお、実施例 2 1 において、共鳴型マフラー 2 3 2 は空胴部 2 4 2 と結合部 2 5 2 とを有する構成にしたが、空胴部が吸入流路 2 2 2 に直接接続した形状のもの、いわゆるサイドブランチ形や、その他の形状であっても共鳴型マフラー形状であれば、上記実施例 2 1 と同様の効果が得られる。

〈 実施例 2 2 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 2 2 について添付の図を用いて説明する。

図 6 2 は本発明の実施例 2 2 による密閉型圧縮機のシリンダー付近を示す断面図である。

なお、実施例 2 2 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 6 2 において、吸入孔 2 7 3 を有するバルブプレート 2 6 3 はシリンダー 1 0 の端面に固着されている。吸入流路 2 8 3 はその一端が開口端部として密閉容器 2 内の空間に配置されている、他端が前記吸入孔 2 7 3 に実質的に直結している。

バルブプレート 2 6 3 にはサクションリード 2 9 3 が取り付けられており、吸入孔 2 7 3 の開閉を行っている。

図 6 2 に示すように、吸入孔 2 7 3 に対する吸入流路 2 8 3 の接続部分における流路の軸方向は、バルブプレート 2 6 3 の端面に対して直角とならないように傾斜して構成されている。

次に、上記のように構成された実施例 22 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

まず、背景技術において説明した図 7 1 に示した従来の密閉型圧縮機の場合について説明する。図 7 1 において、吸入行程時に発生した圧力波（膨張波）は、密閉容器 2 内の空間で位相の反転した反射波 W_b （圧縮波）となり、吸入孔 19 a に戻ってくる。しかし、図 7 1 に示すように、反射波 W_b の進む方向に対してサクションリード 20 の開閉面は垂直に近い角度であるため、反射波 W_b の多くはサクションリード 20 においてほぼ反対の方向に反射される。このため、従来の密閉型圧縮機においては、シリンダー 10 内に反射波 W_b の圧力エネルギーが有効に働かず、過給効果が十分に得られないという問題があった。

それに対し、図 6 2 に示す本発明の実施例 22 の密閉型圧縮機は、吸入流路 273 がバルブプレート 263 の端面に対して垂直ではなく傾斜して接続している。このため、図 6 2 に示すように、反射波 W_c はサクションリード 293 において反射されることなく直接シリンダー 10 内に入る。また、反射波 W_d は、サクションリード 293 に反射される場合でも、反射波 W_d の進む方向とサクションリード 293 の開閉面との角度が小さいため、図 6 2 に示すように、反射後の反射波 W_d の進む向きは大きく変わらず、シリンダー 10 内に入りやすくなる。

以上のように、実施例 22 の密閉型圧縮機においては、

反射波がサクションリード 2 9 3 によって妨害されにくい構成であるため、シリンダー 1 0 内に反射波の圧力エネルギーが有効に入るようになり、実施例 2 2 の密閉型圧縮機は大きな冷凍能力を有する。

吸入される冷媒ガスの進む方向とサクションリード 2 9 3 の開閉面とのなす角度は小さいため、サクションリード 2 9 3 による冷媒ガスの流れの抵抗も小さくなり、圧力損失が減少する。このため、さらに実施例 2 2 の密閉型圧縮機は優れた冷凍効率を有し、高い冷凍能力を有する。

以上のように、実施例 2 2 の密閉型圧縮機は、吸入孔 2 7 3 への吸入流路 2 8 3 の接続部分の流路の軸方向がバルブプレート 2 6 3 の端面に対して垂直とならないように傾斜して構成されている。このため、実施例 2 2 の密閉型圧縮機は、反射波がシリンダー 1 0 内に戻るとき、反射波はサクションリード 2 9 3 に反射されずに直接シリンダー 1 0 内に入りやすい構成である。また、反射波がサクションリード 2 9 3 に反射される場合でも、反射波の進む方向とサクションリード 2 9 3 の開閉面とのなす角度は小さくなる。このため、反射後の反射波の進む向きは大きく変わらず、反射波はシリンダー 1 0 内に入りやすくなる。すなわち、反射波はサクションリード 2 9 3 によって妨害されにくくなり、シリンダー 1 0 内に反射波の圧力エネルギーが有効に入るようになる。このため、実施例 2 2 の密閉型圧縮機は優れた冷凍効率を有

し、高い冷凍能力を有する。

サクションリード 293 による吸入された冷媒ガスの流れの抵抗が小さく、圧力損失が小さい。このため、実施例 22 の密閉型圧縮機はさらに高い冷凍能力を有する。

〈 実施例 23 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 23 について添付の図を用いて説明する。

図 63 は本発明の実施例 23 による密閉型圧縮機の低外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。図 64 は本発明の実施例 23 による密閉型圧縮機の高外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。

なお、実施例 23 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 63 及び図 64 において、シリンダー 10 の端面とバルブプレート 194 との間にサクションリード 304 が設けられている。このサクションリード 304 はバルブプレート 194 の吸入孔 194a の開閉を行うよう構成されている。サクションリード 304 にはサクションリード 304 の初期たわみ量を制御するたわみ制御機構 314 が取り付けられている。実施例 23 において、たわみ制御機構 314 は、サクションリード 304 より線膨張係数の小さい材料により形成されており、サクションリード 304 のピストン側に固定されている。

次に、上記のように構成された実施例 23 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

一般に低外気温時には、冷凍冷蔵装置は大きな冷凍能力を必要としない。しかし、このような状況において従来の密閉型圧縮機により必要以上の冷媒循環量が供給されると、吸入圧力の低下、吐出圧力の上昇が起こる。この結果、従来の密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下し、結果的に総消費電力量が増加するという問題がある。

この問題を解決するために、低外気温時には、冷媒循環量を少なくすることにより、消費電力量は少なくすることができる。

実施例 23 の密閉型圧縮機は、低外気温時には各部温度も全体に低くなり、サクションリード 304 とたわみ制御機構 314 の温度も低くなっている。その場合、停止時におけるサクションリード 304 は、図 63 に示すように、吸入孔 194a を閉じる状態、すなわちサクションリード 304 の初期たわみが 0 の状態となっている。この状態においては、吸入孔 194 が開いてから閉じるまでの時間は、初期たわみがある場合に比べて短くなるとともに、サクションリード 304 の変位量も小さくなる。そのため、吸入行程時に発生した圧力波が反射波となって吸入孔 194 に戻ってきたとき、シリンダー 10 内に吸入される冷媒ガスの量はやや少なくなり、過給による冷媒循環量の向上効果は小さくなる。従って、実施

例 2 3 の密閉型圧縮機は、低外気温時には消費電力量を小さく抑えることができる。

高外気温時にはサクシヨンリード 3 0 4 とたわみ制御機構 3 1 4 の温度も高くなり、サクシヨンリード 3 0 4 よりたわみ制御機構 3 1 4 の方が線膨張係数が小さいため、温度上昇による材料の膨張率に差が生じてバイメタルの様に働く。その結果、停止時におけるサクシヨンリード 3 0 4 は、図 6 4 に示すように、吸入孔 1 9 4 a を開ける状態、すなわちサクシヨンリード 3 0 4 の初期たわみがある状態となっている。この状態においては、吸入孔 1 9 4 a が開いてから閉じるまでの時間は、初期たわみが 0 の場合に比べて長くなるとともに、サクシヨンリード 3 0 4 の変位量も大きくなる。そのため、吸入行程時に発生した圧力波が反射波となって吸入孔 1 9 4 a に戻ってきたとき、シリンダー 1 0 内に吸入される冷媒ガスの量は多くなり、過給による冷媒循環量の向上効果は十分に得られる。従って、実施例 2 3 の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力が必要となる高外気温時に、過給効果による十分な冷凍能力の向上効果が得られる。

以上のように、実施例 2 3 の密閉型圧縮機は、サクシヨンリード 3 0 4 の初期たわみ量を制御するたわみ制御機構 3 1 4 がサクシヨンリード 3 0 4 より線膨張係数の小さい材料により形成され、サクシヨンリード 3 0 4 のピストン側に固定されている。このため、実施例 2 3 の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力を必要としない低外気

温時には冷凍能力の向上効果が小さくなって消費電力量を小さく抑え、一方大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には十分な冷凍能力向上効果が得られるように構成している。このため、実施例 23 の密閉型圧縮機においては、冷凍能力制御をすることにより総消費電力量を小さくすることができる。

なお、実施例 23 において、たわみ制御機構 314 はサクションリード 304 より線膨張係数の小さい材料により形成し、サクションリード 304 のピストン側に固定するように構成した。しかし、たわみ制御機構 314 はサクションリード 304 より線膨張係数の大きい材料で、サクションリード 304 の反ピストン側に固定しても、上記実施例 23 と同様の効果が得られる。

〈 実施例 24 〉

次に、本発明の密閉型圧縮機の一例である実施例 24 について添付の図を用いて説明する。

図 65 は本発明の実施例 24 による密閉型圧縮機の低外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。図 66 は本発明の実施例 24 による密閉型圧縮機の高外気温時の停止時におけるシリンダー付近を示す断面図である。

なお、実施例 24 の密閉型圧縮機において、前述の各実施例の密閉型圧縮機と同じ機能、構成を有するものには同じ符号を付して、その説明は省略する。

図 65 及び図 66 において、シリンダー 10 の端面と

バルブプレート 195 との間にサクシジョンリード 325 が設けられている。サクシジョンリード 325 はバルブプレート 195 の吸入孔 195a の開閉を行うよう構成されている。実施例 24 にはサクシジョンリード 325 の初期たわみ量を制御するたわみ制御機構 345 が取り付けられている。たわみ制御機構 345 はバイメタルあるいは形状記憶合金等の温度によって変形する材料により構成されており、バルブプレート 195 に形成された貫通孔 195b 内に配置されている。たわみ制御機構 345 は貫通孔 195b 内において伸縮自在に備え付けられている。

次に、上記のように構成された実施例 24 の密閉型圧縮機について、その動作を説明する。

一般に低外気温時には、冷凍冷蔵装置は大きな冷凍能力を必要としない。しかし、このような状況において従来の密閉型圧縮機により必要以上の冷媒循環量が供給されると、吸入圧力の低下、吐出圧力の上昇が起こる。その結果、従来の密閉型圧縮機を含む冷凍システム全体の効率が低下し、結果的に総消費電力量が増加するという問題がある。

この問題を解決するために、低外気温時には、冷媒循環量を少なくすることにより、消費電力量は少なくすることができる。

実施例 24 の密閉型圧縮機は、低外気温時には各部温度も全体に低くなり、たわみ制御機構 345 の温度も低

くなっている。その場合、たわみ制御機構 3 4 5 はサクシジョンリード 3 2 5 を押し上げることがなく、停止時におけるサクシジョンリード 3 2 5 は、図 6 5 に示すように、吸入孔 1 9 5 a を閉じる状態、すなわちサクシジョンリード 3 2 5 の初期たわみが 0 の状態となっている。この状態においては、吸入孔 1 9 5 a が開いてから閉じるまでの時間は、初期たわみがある場合に比べて短くなる。そのため、吸入行程時に発生した圧力波が反射波となって吸入孔 1 9 5 a に戻ってきたとき、シリンダー 1 0 内に吸入される冷媒ガスの量はやや少なくなり、過給による冷媒循環量の向上効果は小さくなる。従って、実施例 2 4 の密閉型圧縮機は、低外気温時においては消費電力量を小さく抑えることができる。

一方、高外気温時ではたわみ制御機構 3 4 5 の温度も高くなり、たわみ制御機構 3 4 5 は伸びて、サクシジョンリード 3 2 5 を押し上げる。このため、停止時におけるサクシジョンリード 3 2 5 は、図 6 6 に示すように、吸入孔 1 9 5 a を開ける状態、すなわちサクシジョンリード 3 2 5 の初期たわみがある状態となっている。この状態における吸入孔 1 9 5 a が開いてから閉じるまでの時間は、初期たわみが 0 の場合に比べて長くなる。そのため、吸入行程時に発生した圧力波が反射波となって吸入孔 1 9 5 a に戻ってきたとき、シリンダー 1 0 内に吸入される冷媒ガスの量は多くなり、過給による冷媒循環量の向上効果は十分に得られる。

従って、実施例 24 の密閉型圧縮機は、大きな冷凍能力が必要となる高外気温時には、過給効果による十分な冷凍能力の向上効果が得られる。

以上のように、実施例 24 の密閉型圧縮機は、サクシヨソリード 325 の初期たわみ量を制御するたわみ制御機構 345 がバイメタルあるいは形状記憶合金等の温度によって変形する材料により構成されており、バルブプレート 195 内に伸縮自在に備え付けられた構成となっている。このため、実施例 24 の密閉型圧縮機では、大きな冷凍能力を必要としない低外気温時には冷凍能力の向上効果が小さくなって消費電力量を小さく抑え、大きな冷凍能力を必要とする高外気温時には十分な冷凍能力向上効果が得られる。従って、実施例 24 の密閉型圧縮機は、冷凍能力制御をすることにより、総消費電力量を小さくすることができる。

産業上の利用の可能性

本発明の密閉型圧縮機は、冷凍冷蔵装置等に使用されるものであり、冷媒ガスの吸入が完了する時点でのシリンダー内の圧力を冷凍サイクルの低圧側圧力よりも高めることにより、シリンダー内に吸い込まれる冷媒ガスの密度を高めて、高い冷凍能力を発揮するものであり、かつ、圧縮動作の吸入時に発生する共鳴音の発生を防止して、騒音の発生を抑制した静かな冷凍冷蔵装置等を構成するために用いられる。

請 求 の 範 囲

1. 動力源であるモーター部と、
前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、
前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、
前記機械部に取り付けられ、前記シリンダと前記密閉容器内とを連通する吸入流路と、
前記吸入流路における前記密閉容器への開口端部を調整する位置調整機構と、
を具備し、
前記位置調整機構が前記開口端部を、
(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第1の線分であり、かつ当該第1の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第1の線分の中心点において前記第1の線分と実質的に直交する第1の平面、
(2) 前記第1の線分を含む水平面において、前記第1の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第2の線分の中心点を通り、かつ前記第2の線分と実質的に直交する第2の平面、又は
(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第3の線分の中心点を通り、かつ前記第3の線分と実質的に直交する第3

の平面、

の 3 つの平面のうち少なくとも 1 つの平面上に配置する密閉型圧縮機。

2. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記開口端部が、

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第 1 の線分であり、かつ当該第 1 の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第 1 の線分の中心点において前記第 1 の線分と実質的に直交する第 1 の平面、

(2) 前記第 1 の線分を含む水平面において、前記第 1 の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第 2 の線分の中心点を通り、かつ前記第 2 の線分と実質的に直交する第 2 の平面、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第3の線分の中心点を通り、かつ前記第3の線分と実質的に直交する第3の平面、

の3つの平面のうち少なくとも1つの平面上に配置される密閉型圧縮機。

3. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、長さ可変機構を有する吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

4. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバ

ルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、内径断面積可変機構を有する吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

5. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜して冷媒ガスに満たされた密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記サクションリードの開き始めのクランク角度を θ_s (rad) とし、前記吸入流路の長さを L (m) とし、前記クランクシャフトの回転数を f (Hz) とし、前記吸入流路内の冷媒ガスにおける音速を A_s (m/sec) とし、吸入開始時に前記吸入孔において発生する圧力波の下記(式1)で示される戻りクランク角度 θ_r (rad) が下記(式2)の範囲になるように構成された密閉型圧縮機。

$$\theta_r = \theta_s + 4\pi \times L \times f / A_s \quad \dots \quad (\text{式 } 1)$$

$$1.4 \text{ (rad)} \leq \theta_r \leq 3.0 \text{ (rad)} \quad \dots \quad (\text{式 } 2)$$

6. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

前記吸入流路の前記密閉容器内空間の開口端部に対向して設けられた変形可能な反射防止板と、

を具備する密閉型圧縮機。

7. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜して冷媒ガスに満たされた密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直

結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し

前記密閉容器内の冷媒ガスの共鳴周波数が前記クランクシャフトの回転数の整数倍帯域近傍と異なる周波数である密閉型圧縮機。

8. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

吸入マフラーと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記マフラー内に配置された吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

9. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、少なくとも一部が熱伝導率の低い材料で形成された吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

10. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内に配置された第1の吸入流路と、

前記第1の吸入流路の開口端部の近傍に配置された開口端部を有する第2の吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

11. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が複数の開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、前記吸入孔から複数の前記開口端部までの長さが少なくとも2種類以上ある吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

1 2. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置され、連通遮断機構を有する吸入流路と、

を具備する密閉型圧縮機。

1 3. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に室を介して接続され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された第1の吸入流路と、

一端が前記第1の吸入流路の開口端部の近傍に配置され、他端が前記密閉容器外へ導出された第2の吸入流路と、を具備し、

前記第1の吸入流路の開口端部が、

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第1の線分であり、かつ当該第1の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第1の線分の中心点において前記第1の線分と実質的に直交する第1の平面、

(2) 前記第1の線分を含む水平面において、前記第1の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第2の線分の中心点を通り、かつ前記第2の線分と実質的に直交する第2の平面、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第3の線分の中心点を通り、かつ前記第3の線分と実質的に直交する第3の平面、

の3つの平面のうちの少なくとも1つの平面上に配置

された密閉型圧縮機。

14. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、
ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された第1の吸入流路と、

一端が前記第1の吸入流路の開口端部の近傍に配置され、他端が前記密閉容器外へ導出された第2の吸入流路と、

を具備し、

前記第1の吸入流路の開口端部が、

(1) 前記密閉容器の水平断面にてその断面積が実質的に最大となる面の重心を通る第1の線分であり、かつ当該第1の線分が前記密閉容器の内壁面間の距離が最小となる位置にあり、前記第1の線分の中心点において前記第1の線分と実質的に直交する第1の平面、

(2) 前記第1の線分を含む水平面において、前記第1の線分と実質的に直交する前記密閉容器の内壁面間の第2の線分の中心点を通り、かつ前記第2の線分と実質

的に直交する第 2 の平面、又は

(3) 前記密閉容器の鉛直方向における上方内壁面と前記潤滑油面との間の最大距離となる第 3 の線分の中心点を通り、かつ前記第 3 の線分と実質的に直交する第 3 の平面、

の 3 つの平面のうち少なくとも 1 つの平面上に配置された密閉型圧縮機。

1 5. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記吸入流路における曲げ部が実質的に均一な曲率を有する密閉型圧縮機。

1 6. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記吸入流路が複数回曲げられ、吸入流路間が近接するように形成された密閉型圧縮機。

17. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜する密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

前記吸入流路を実質的に包み込む吸入マフラーと、

を具備する密閉型圧縮機。

18. 密閉容器と、

前記密閉容器内に収納され、圧縮要素を構成するシリンダ及び電動機により構成される電動圧縮要素と、

吸入孔を有し、前記シリンダの端面に配設されたバルブプレートと、

一端が前記密閉容器内に開口し、他端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結する吸入流路と、

前記吸入流路に備えられた流路切り換え機構と、

を具備する密閉型圧縮機。

19. 密閉容器と、

前記密閉容器内に収納され、圧縮要素を構成するシリンダ及び電動機により構成される電動圧縮要素と、

吸入孔を有し、前記シリンダの端面に配設されたバルブプレートと、

一端が開口端部として前記密閉容器内に配置され、他端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結する第1の吸入流路と、

一端が前記密閉容器外に連通し、他端が前記第1の吸入流路の開口端部の近傍に配置された開口端部を有する第2の吸入流路と、

前記第1の吸入流路に備えられた流路切り換え機構と、
を具備する密閉型圧縮機。

20. 密閉容器と、

前記密閉容器内に収納され圧縮要素を構成するシリン

ダ及び電動機により構成される電動圧縮要素と、

吸入孔を有し、前記シリンダの端面に配設されたバルブプレートと、

一端が前記密閉容器内あるいはアキュムレータ等の空間内に開口し、他端が前記吸入孔に実質的に直結する吸入流路と、

前記電動機を運転するインバータ装置と、

を具備する密閉型圧縮機。

2 1. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜した密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

前記吸入流路に設けられた共鳴型マフラーと、

を具備する密閉型圧縮機。

2 2. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、

ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜した密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

を具備し、

前記吸入孔と前記吸入流路との直結部分における、吸入流路の軸方向が前記バルブプレートの接統面に対して90度より小さい角度となるように構成された密閉型圧縮機。

23. 動力源であるモーター部と、

前記モーター部により駆動されるクランクシャフト、ピストン、シリンダー等の機械部と、

前記モーター部と前記機械部とを収納し、潤滑油を貯溜した密閉容器と、

前記シリンダーの端面に配設され、吸入孔を有するバルブプレートと、

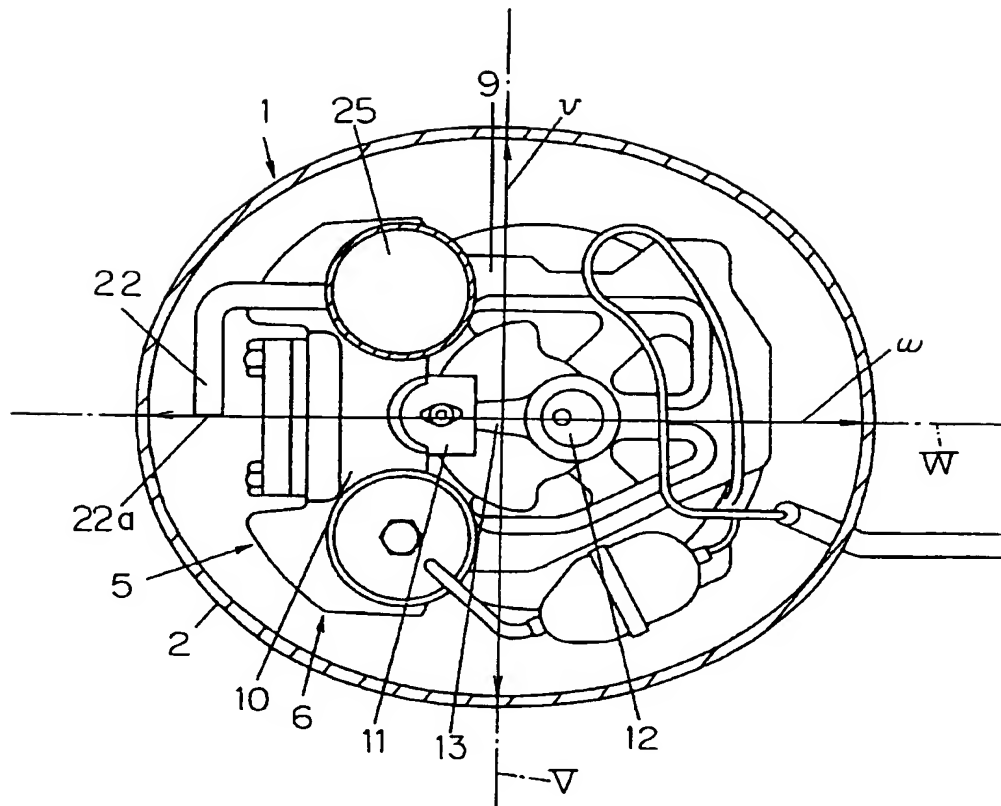
前記吸入孔の開閉を行うサクションリードと、

前記サクションリードの初期たわみ量を制御するたわみ制御機構と、

一端が前記バルブプレートの前記吸入孔に実質的に直結され、他端が開口端部として前記密閉容器内空間に配置された吸入流路と、

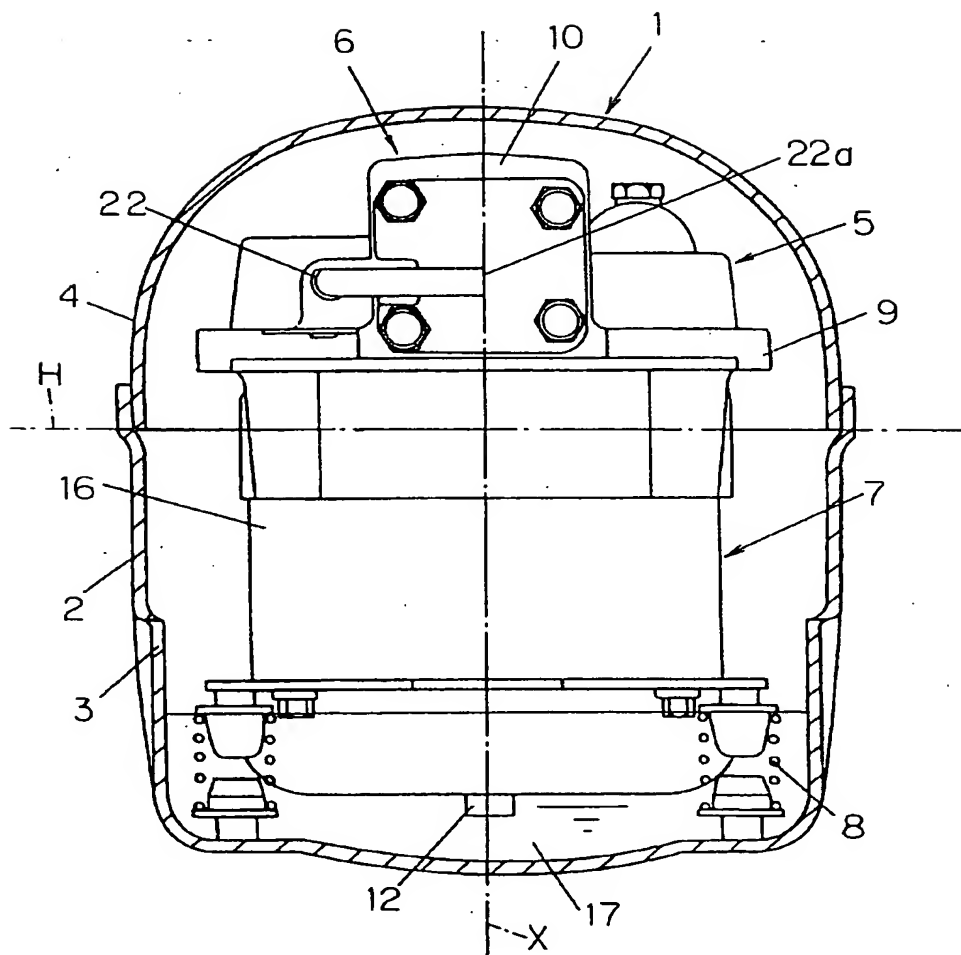
を具備する密閉型圧縮機。

図 1



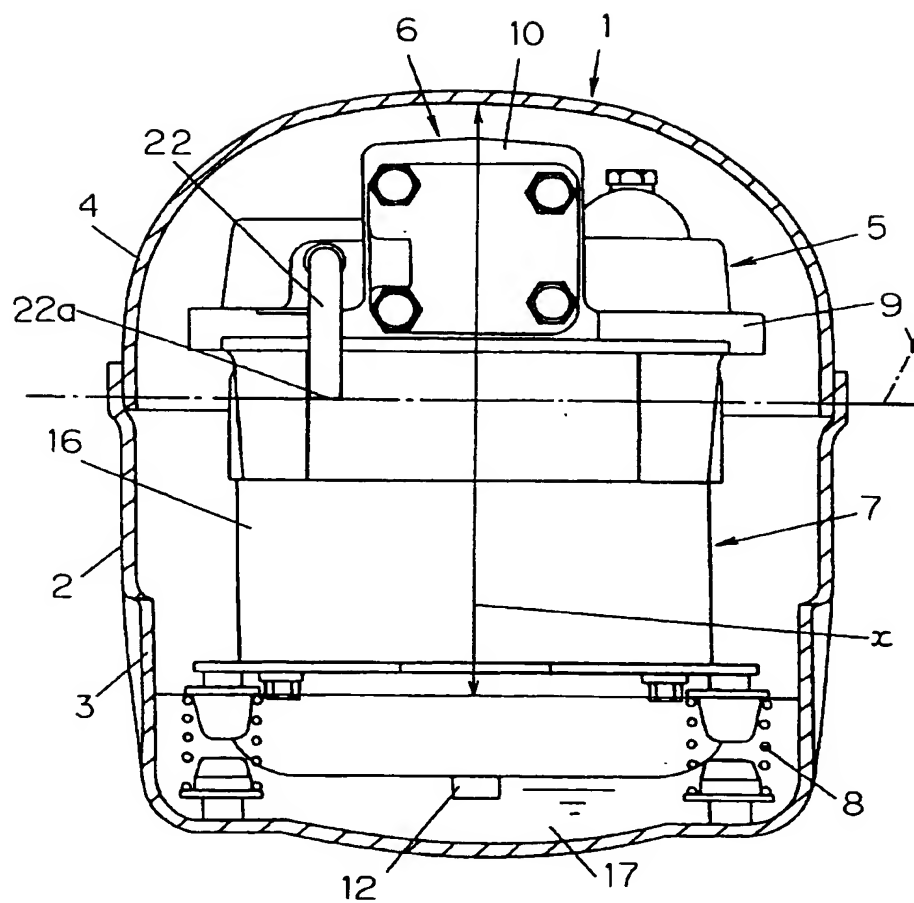


2



3/67

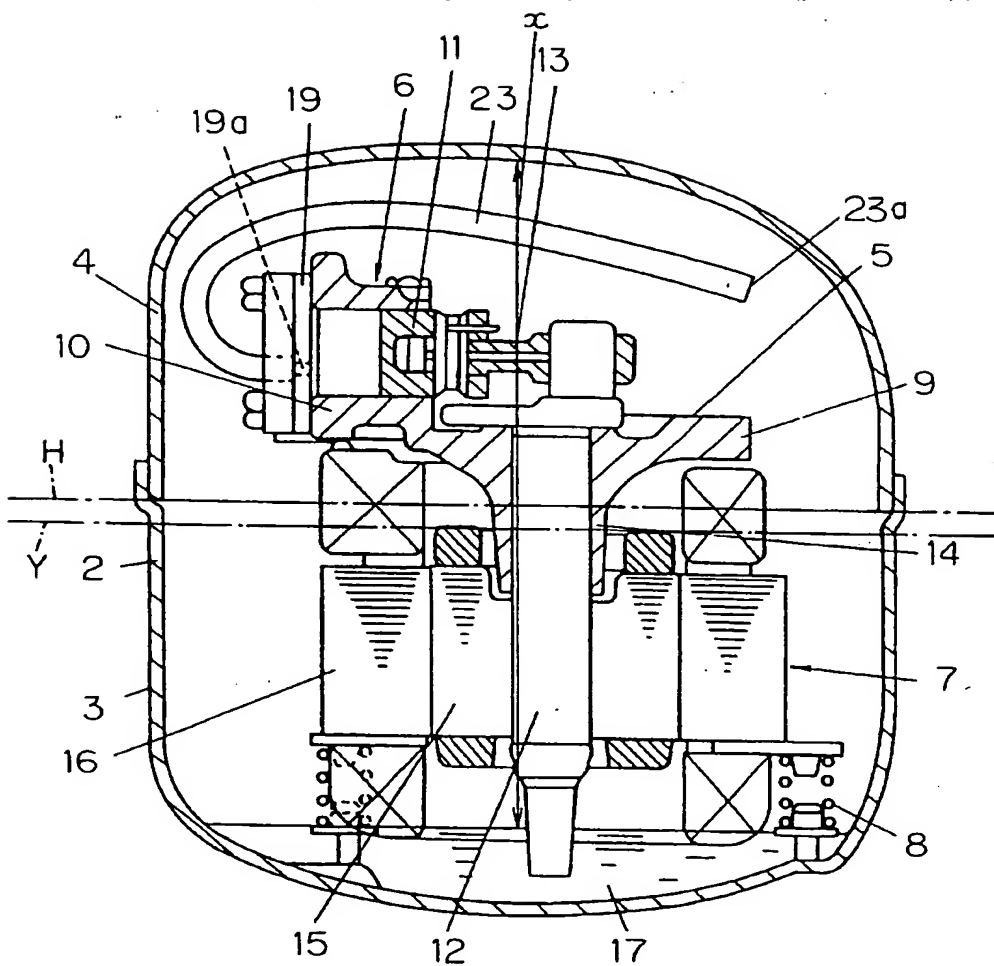
☒ 3



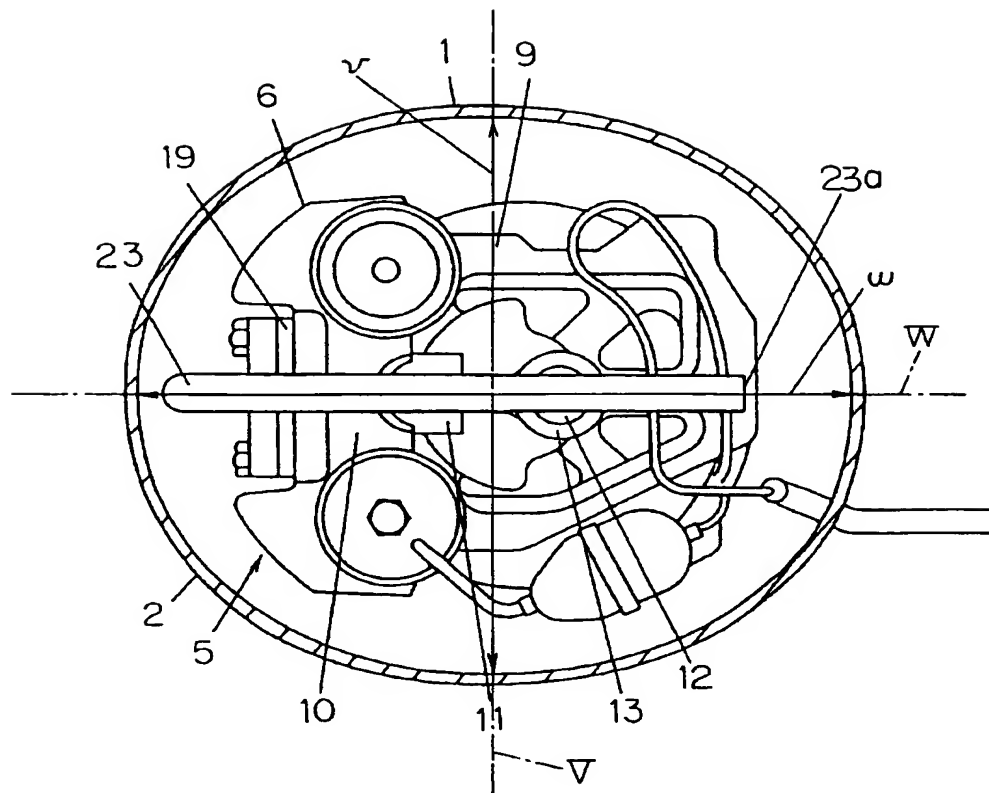
4/67



4



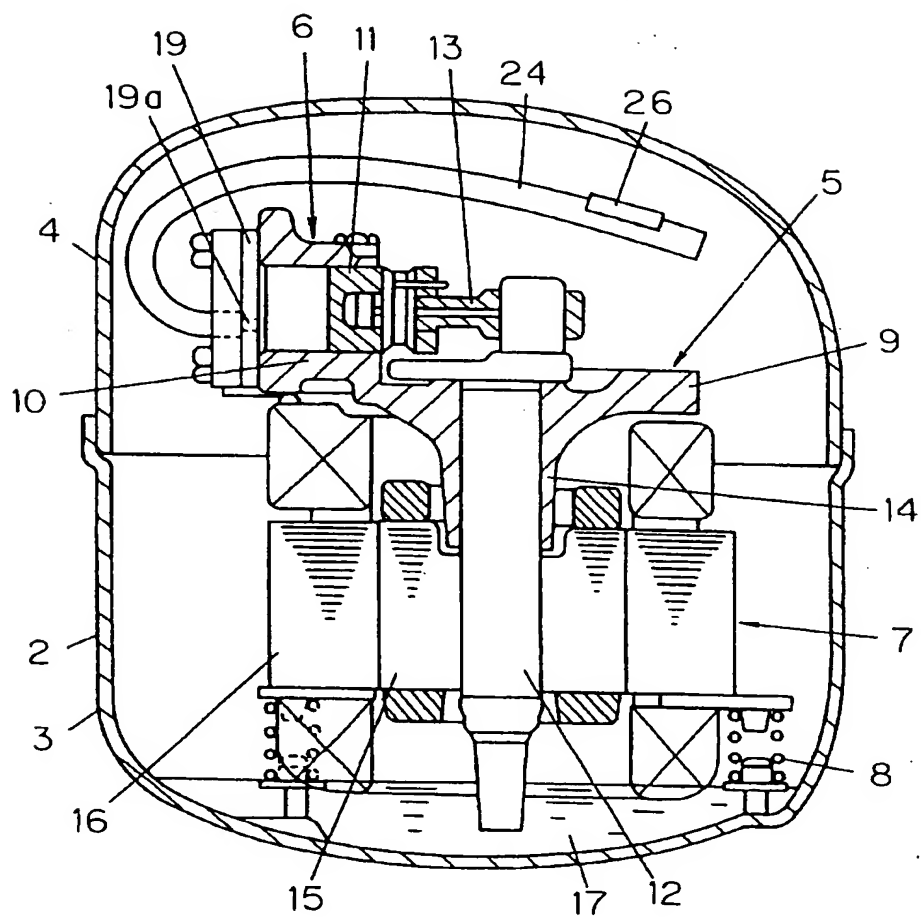
5



6/67



6



7/67

図 7

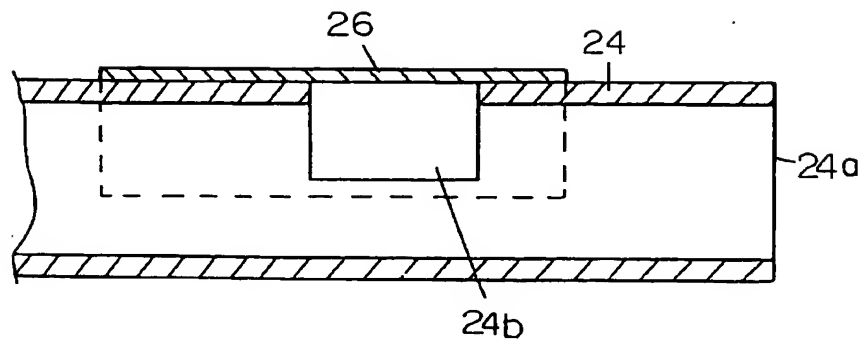
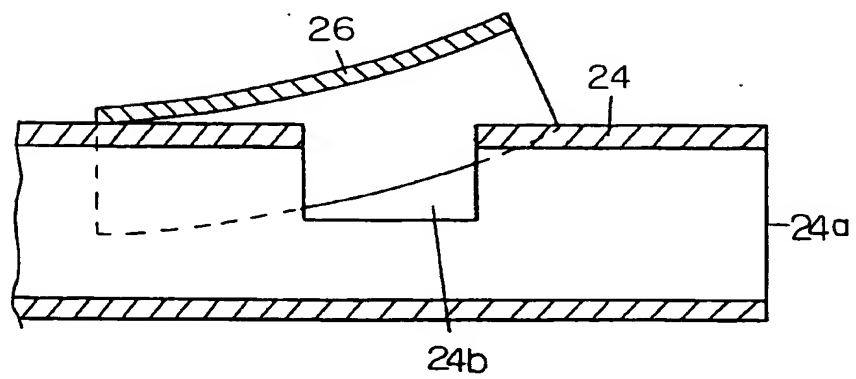
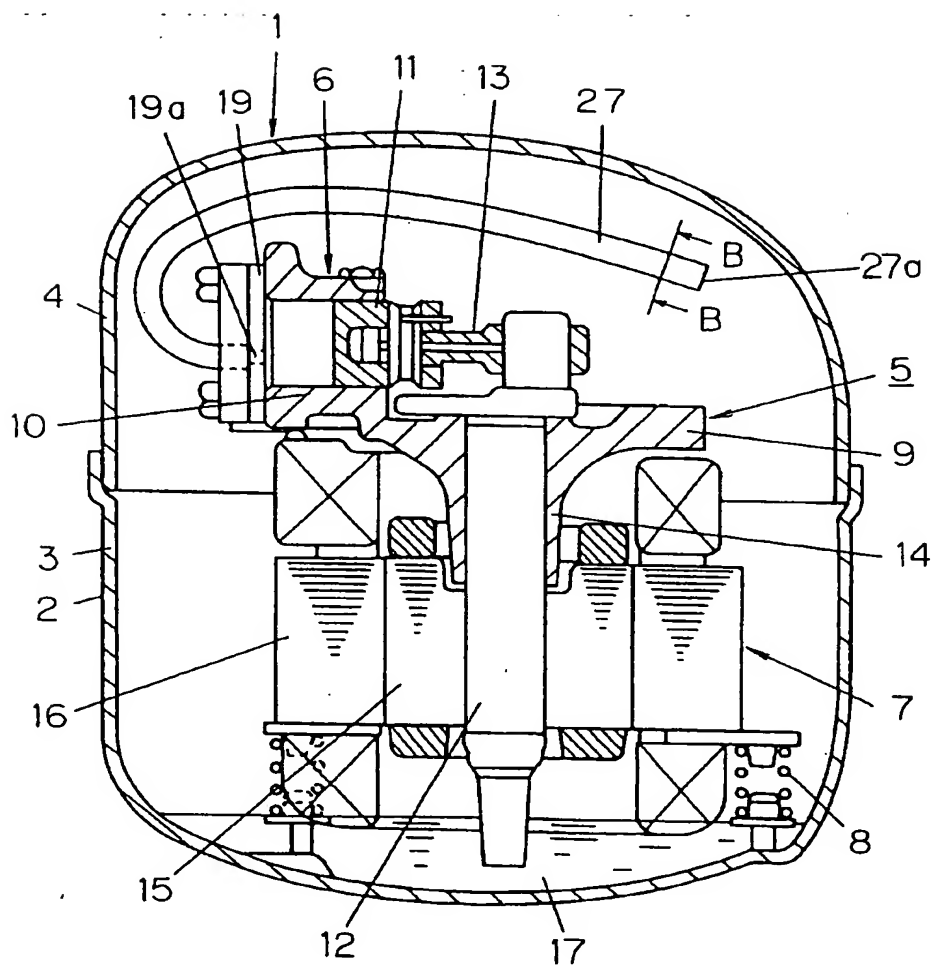


図 8



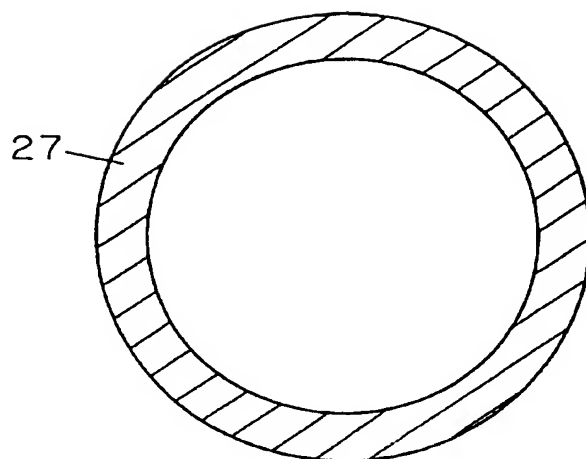
8/67

9

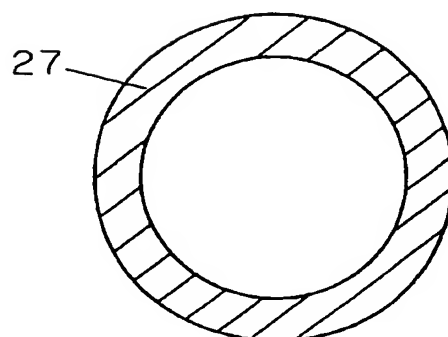


9/67

☒ 1 0

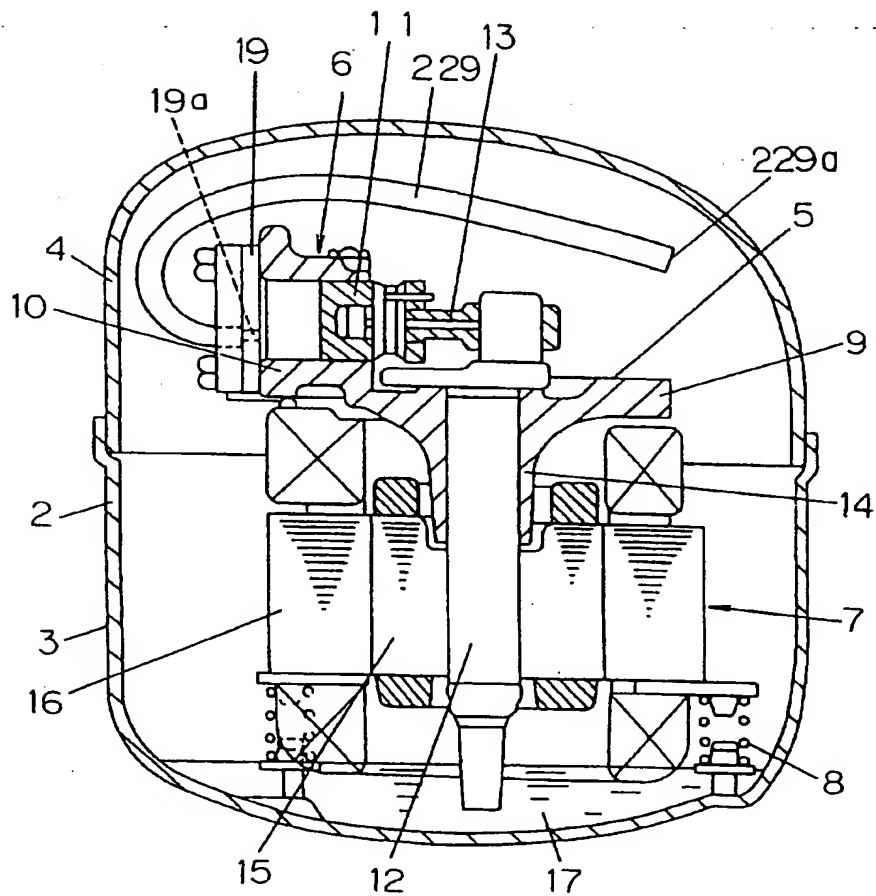


☒ 1 1



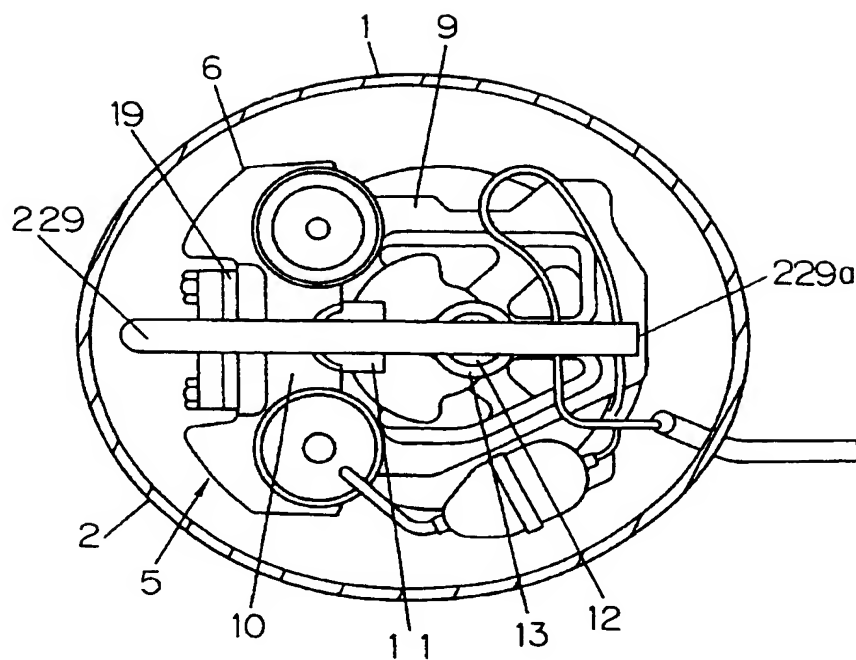
10/67

☒ 1 2



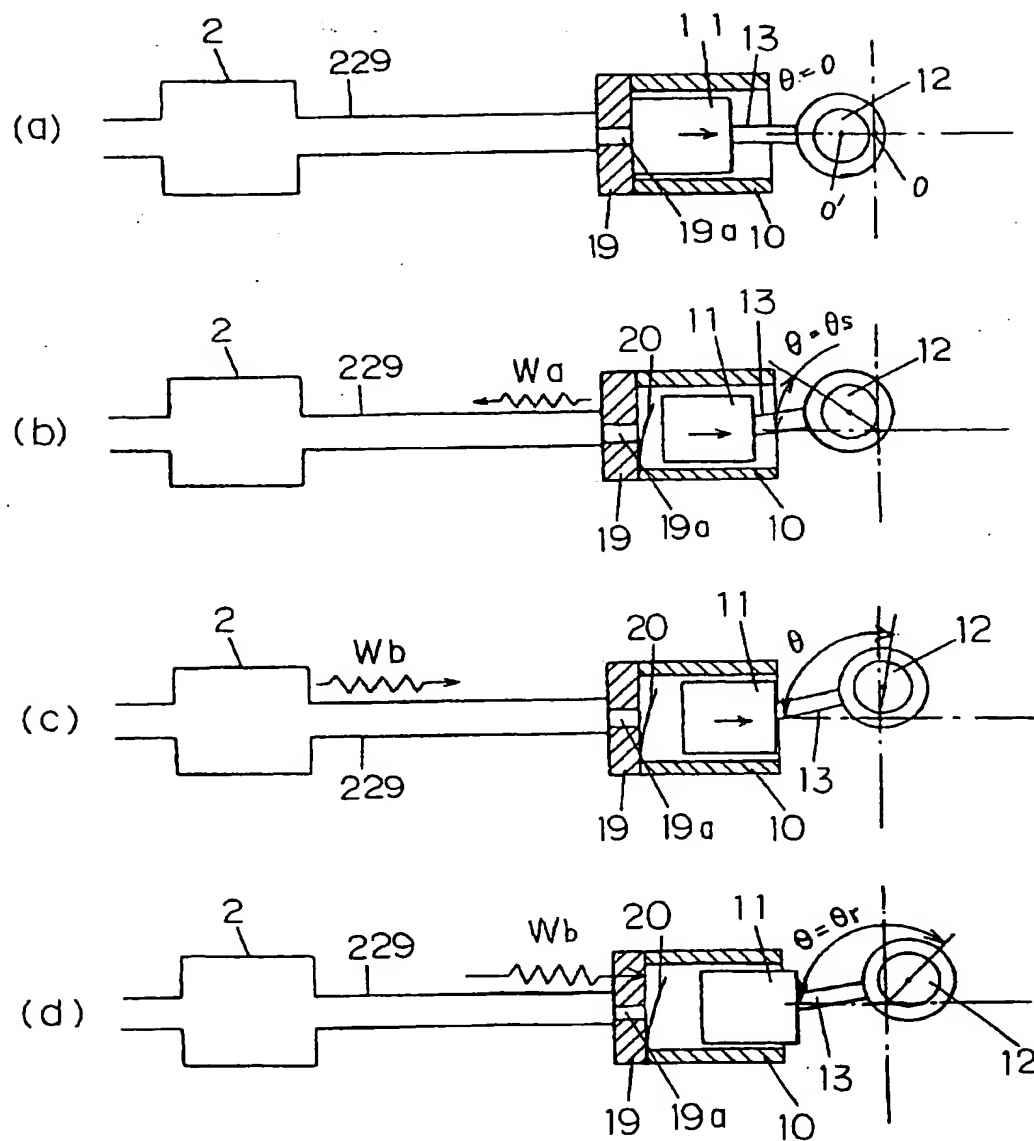
11/67

☒ 1 3

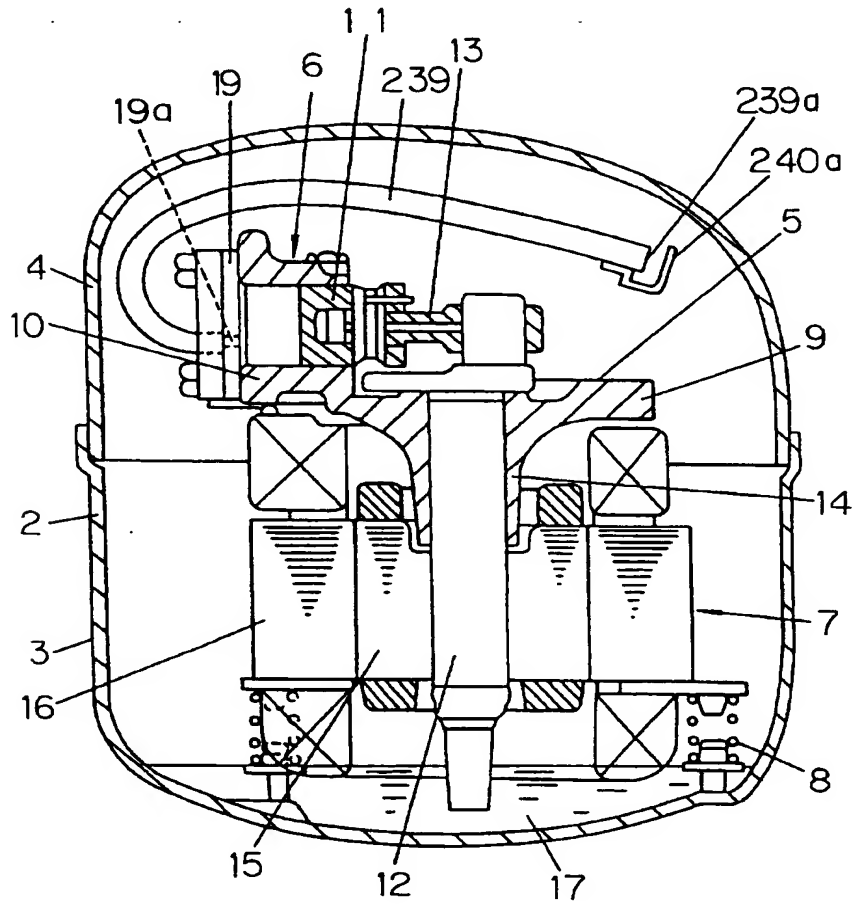


12/67

☒ 1 4

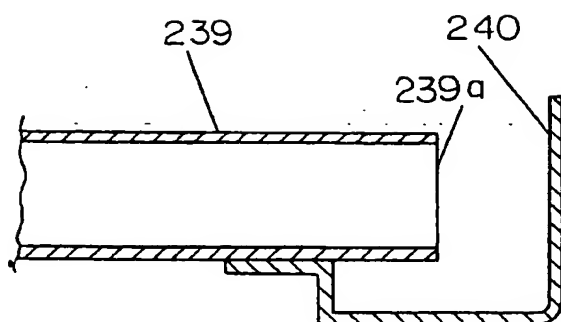


☒ 1 5

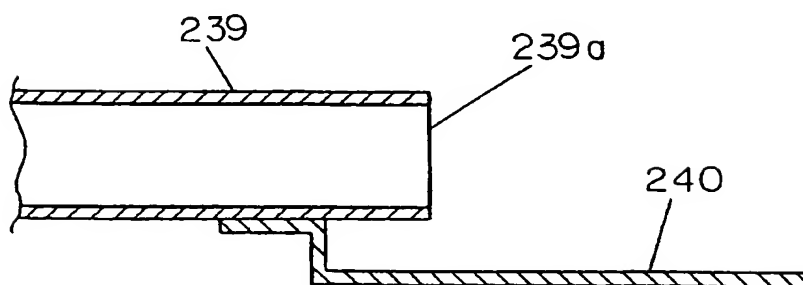


14/67

☒ 1 6 A

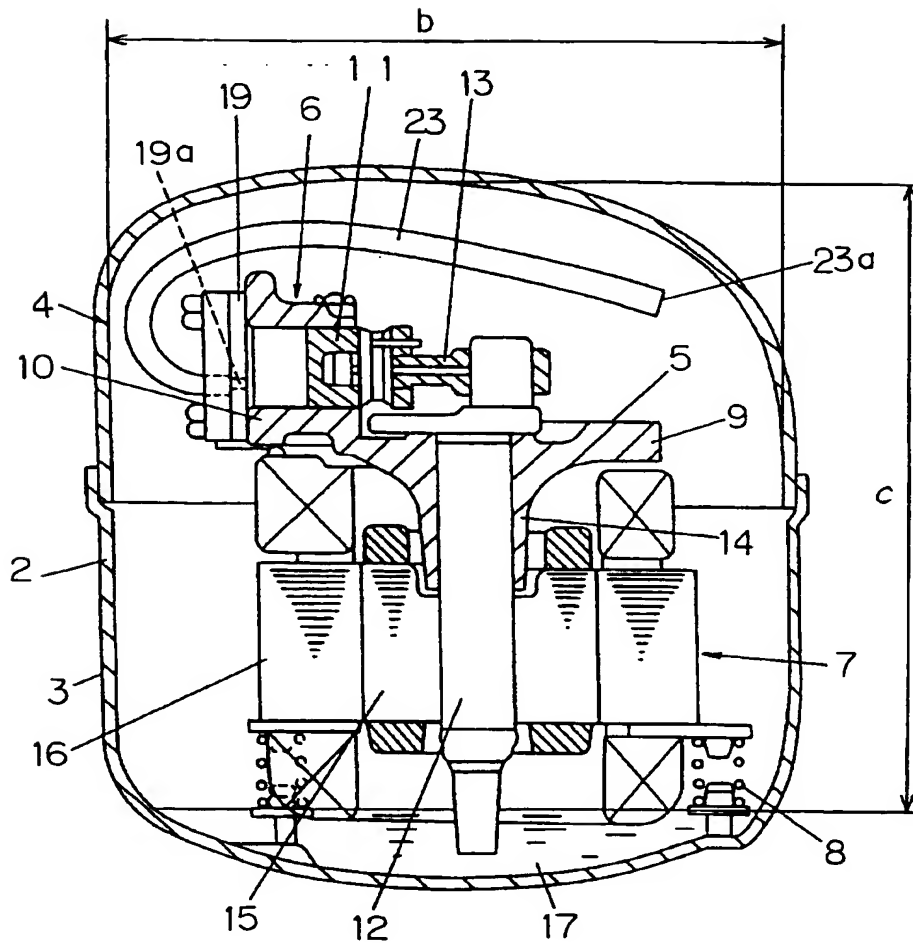


☒ 1 6 B



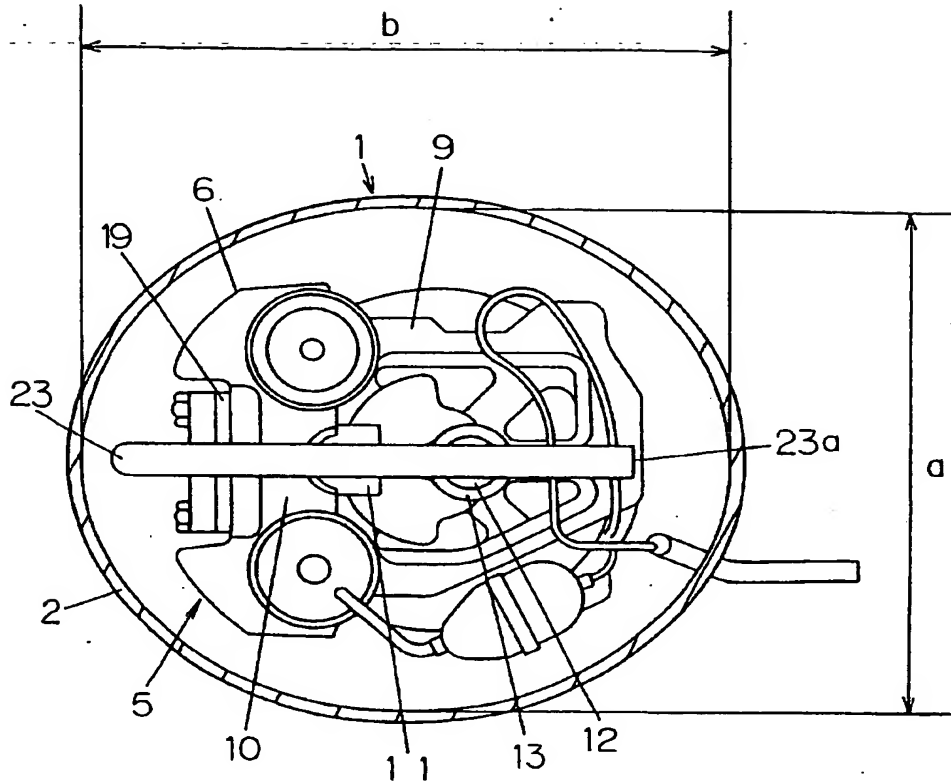
15/67

図 17



16/67

☒ 1 8



17/67

☒ 1 9

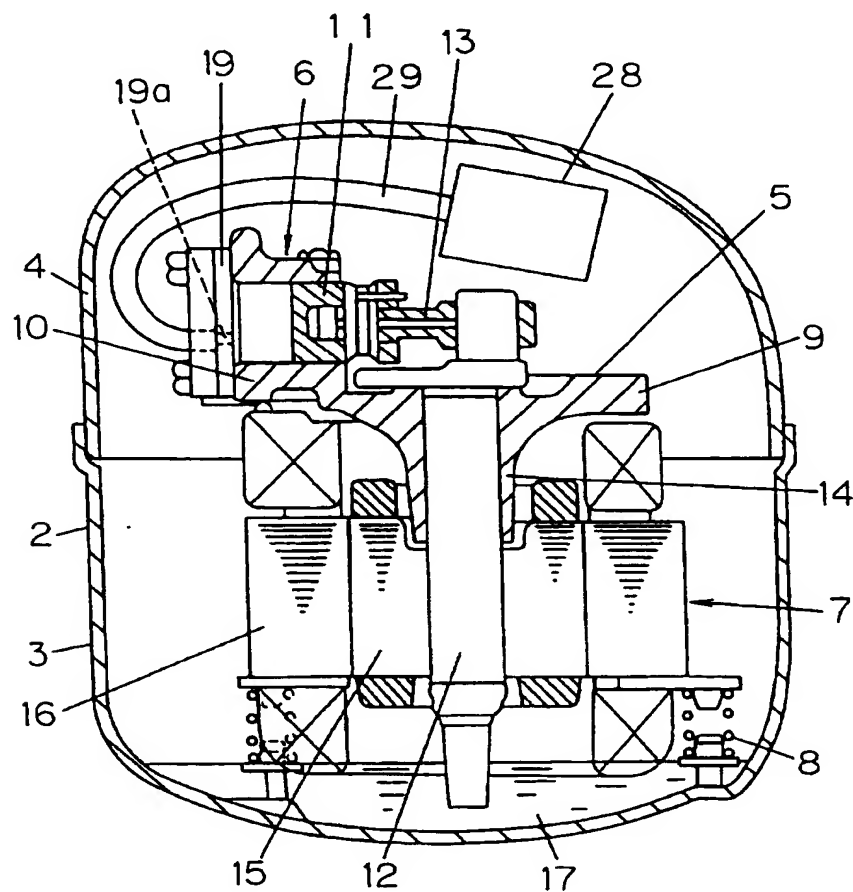
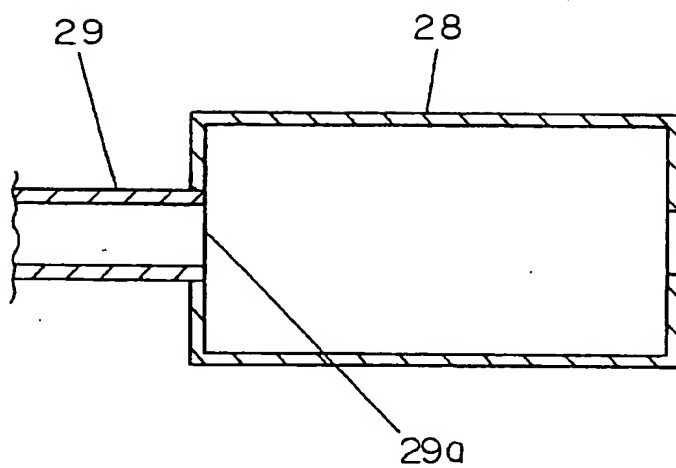
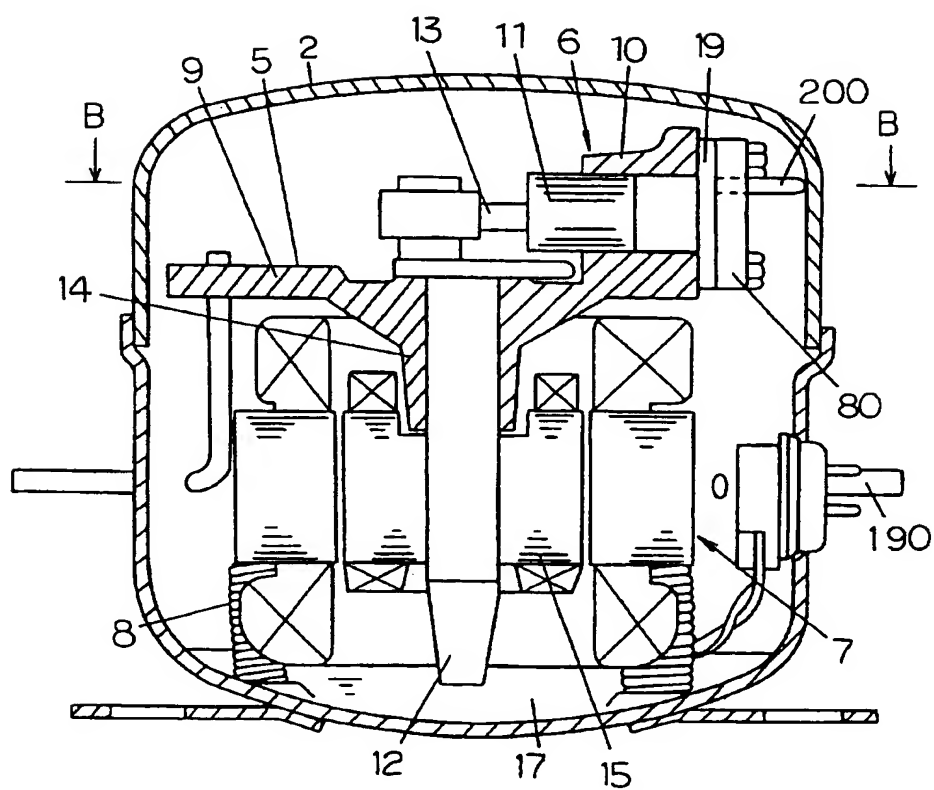


図 20



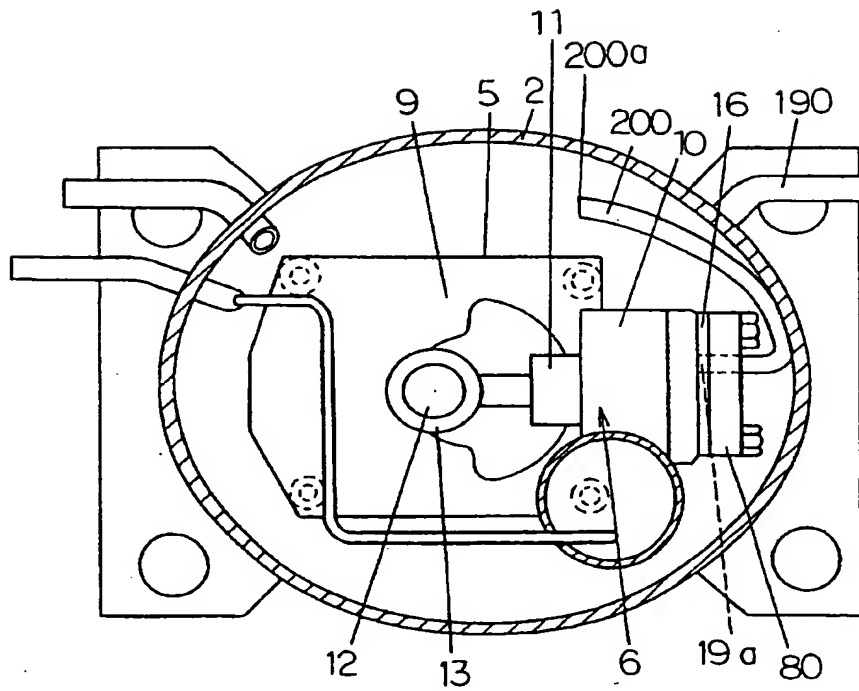
19/67

図 2 1



20/67

2 2



☒ 2 4

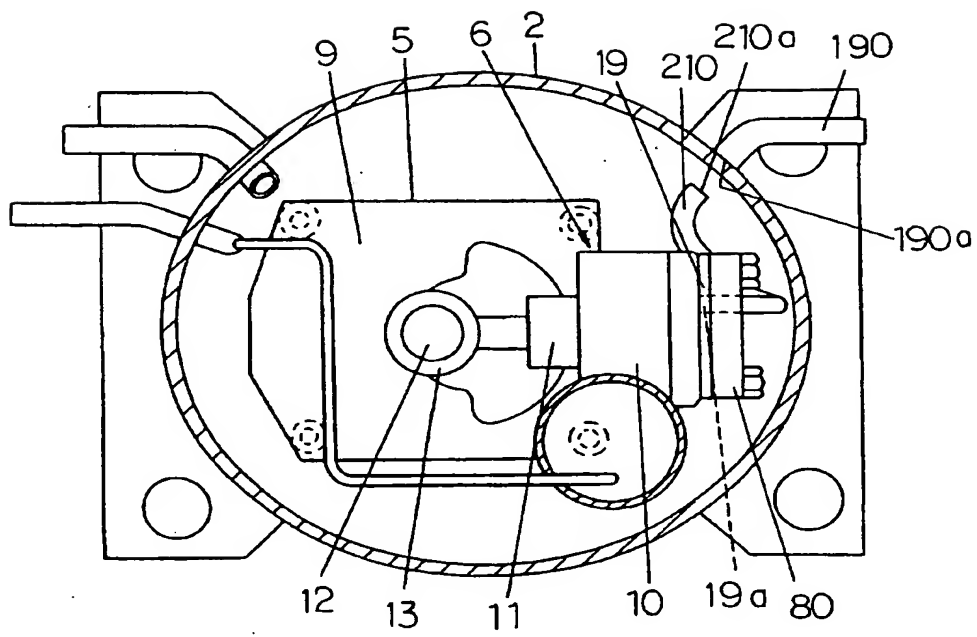


図 2 5

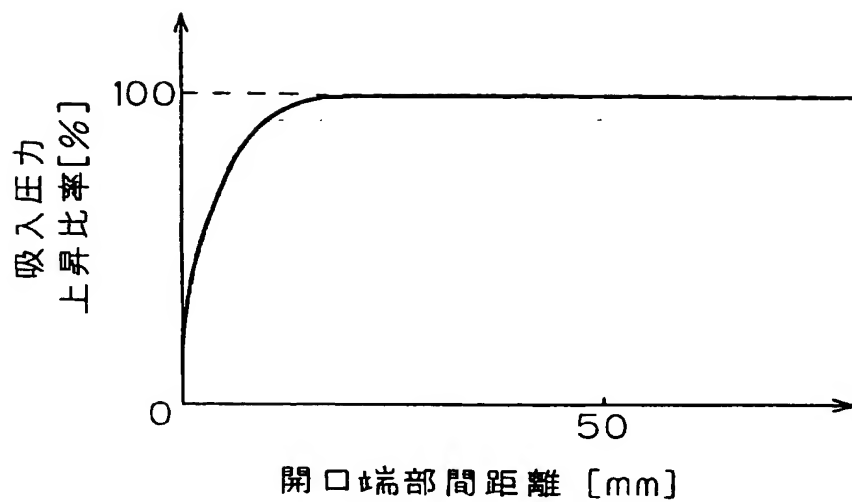


図 2 6

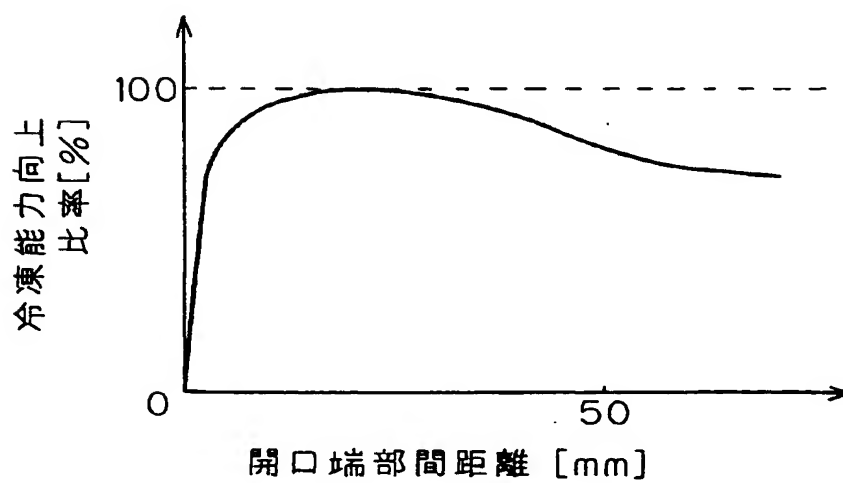
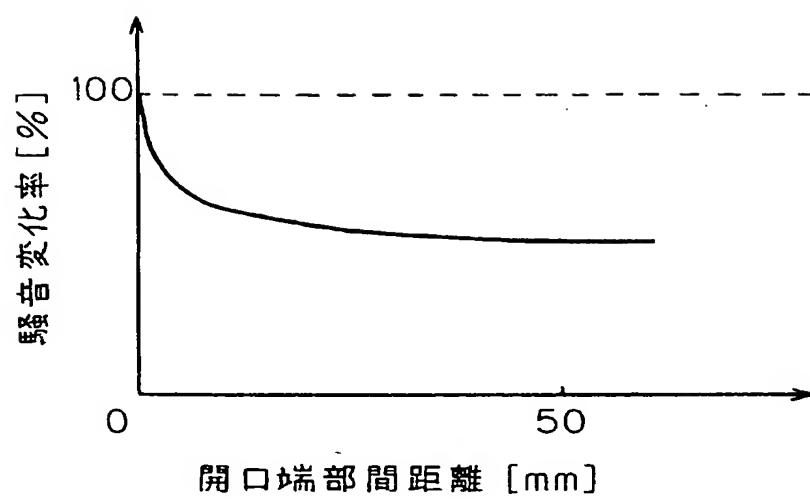
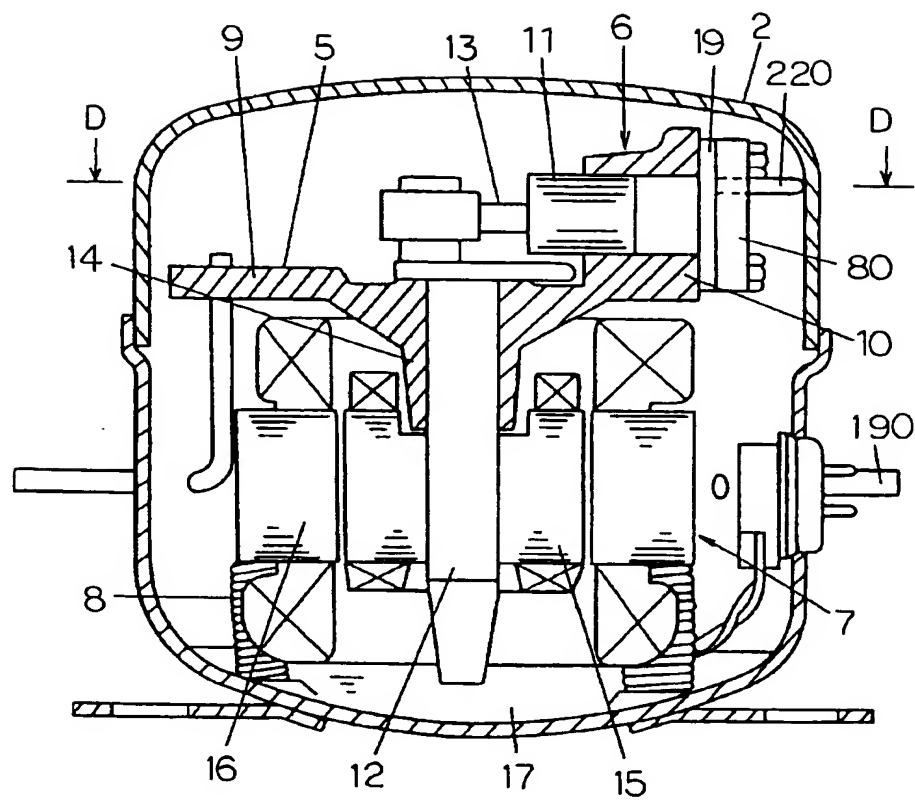


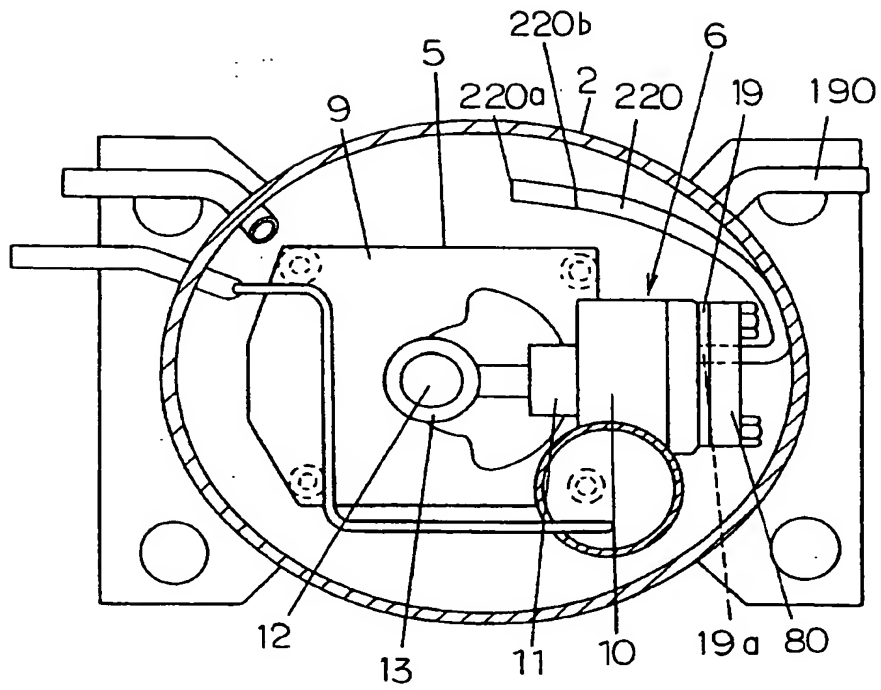
図 27



☒ 2 8



☒ 2 9



27/67

図 30

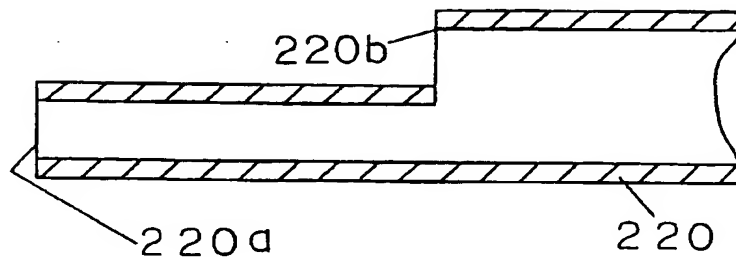
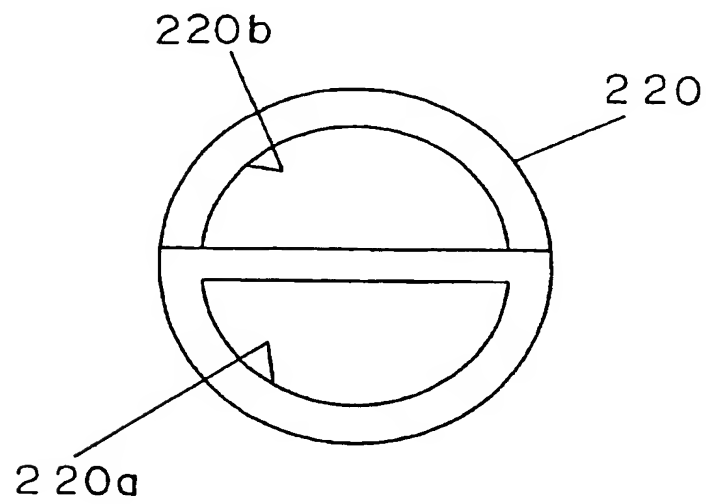
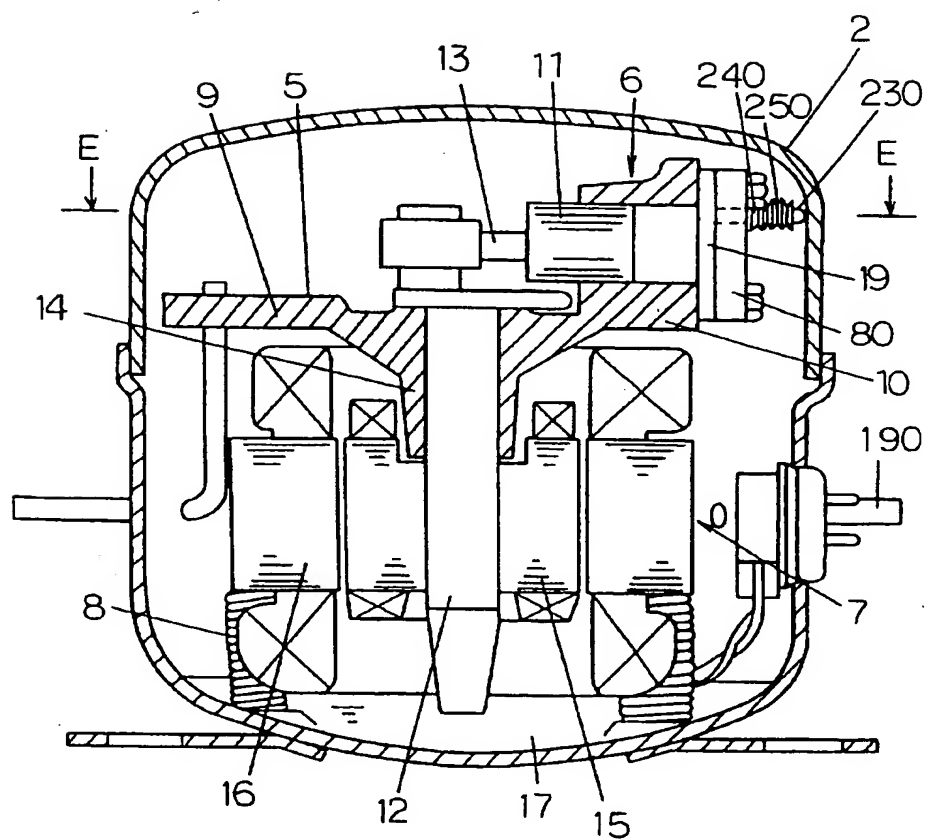


図 31



28/67

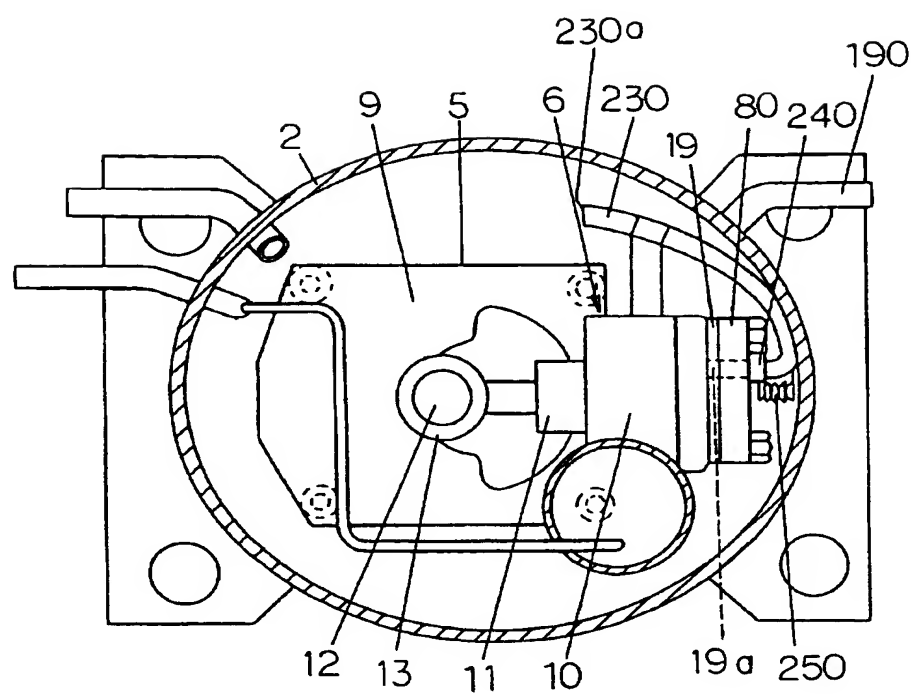
3 2



29/67



3 3



30/67

図 3 4

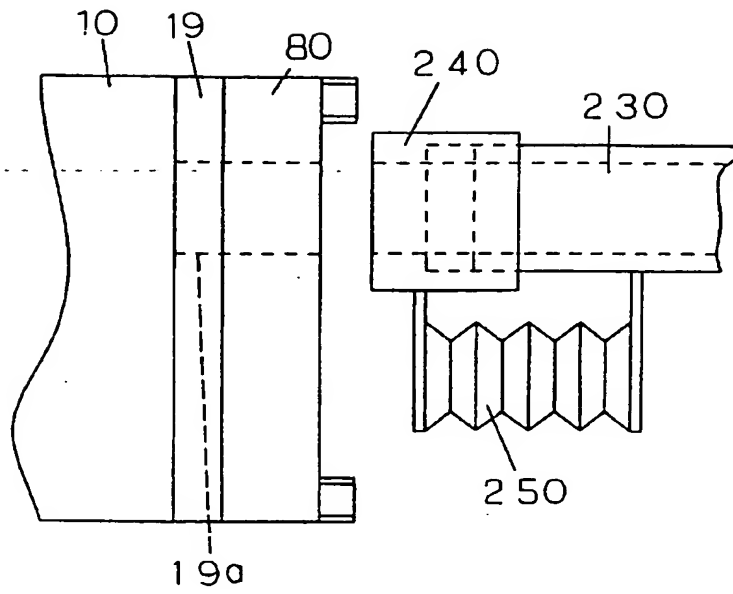


図 3 5

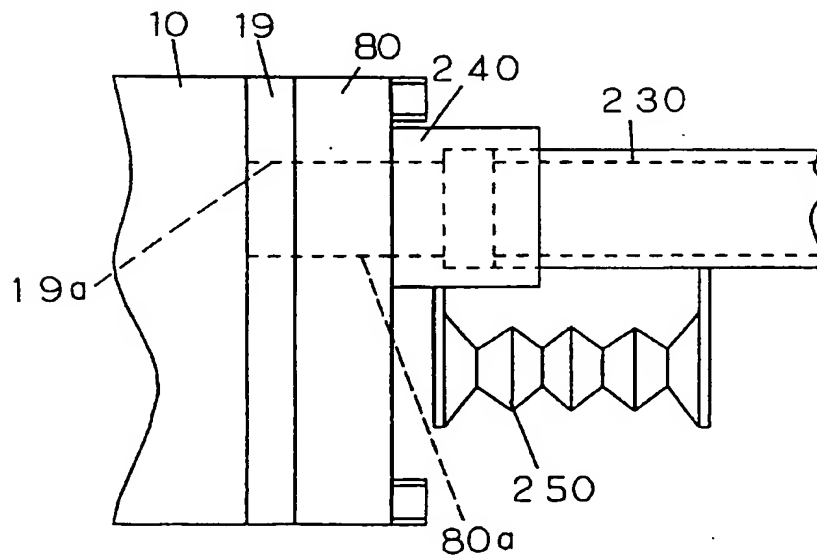


図 3 6

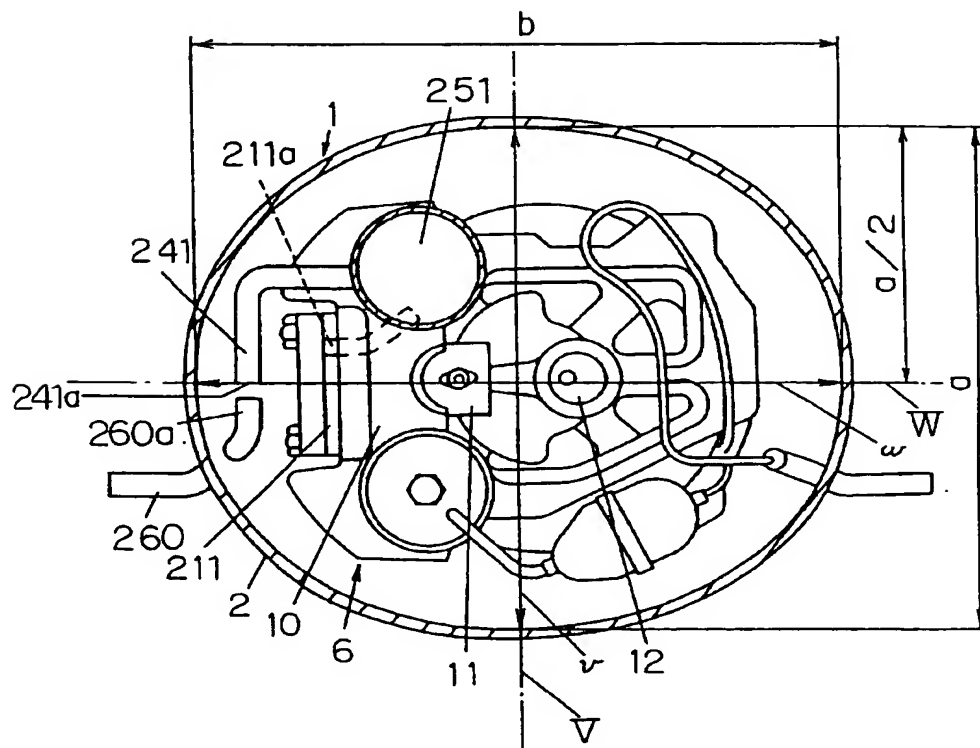


図 37

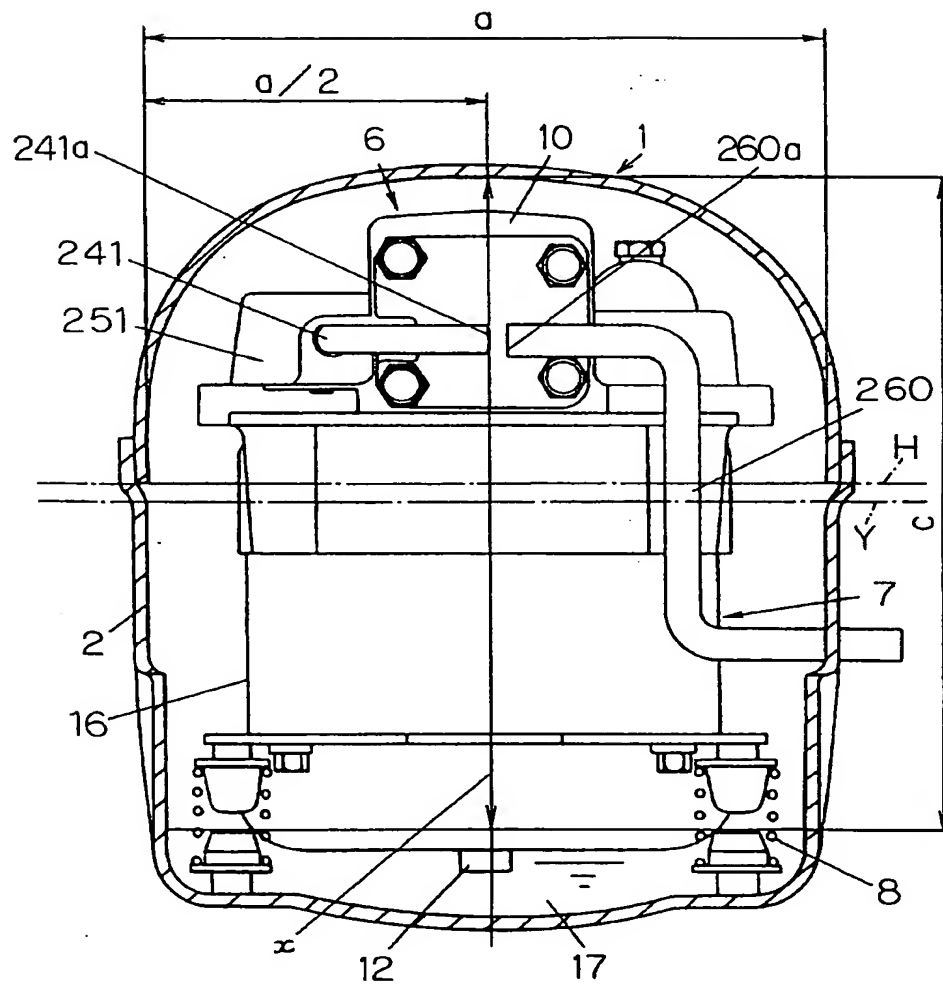


図 38

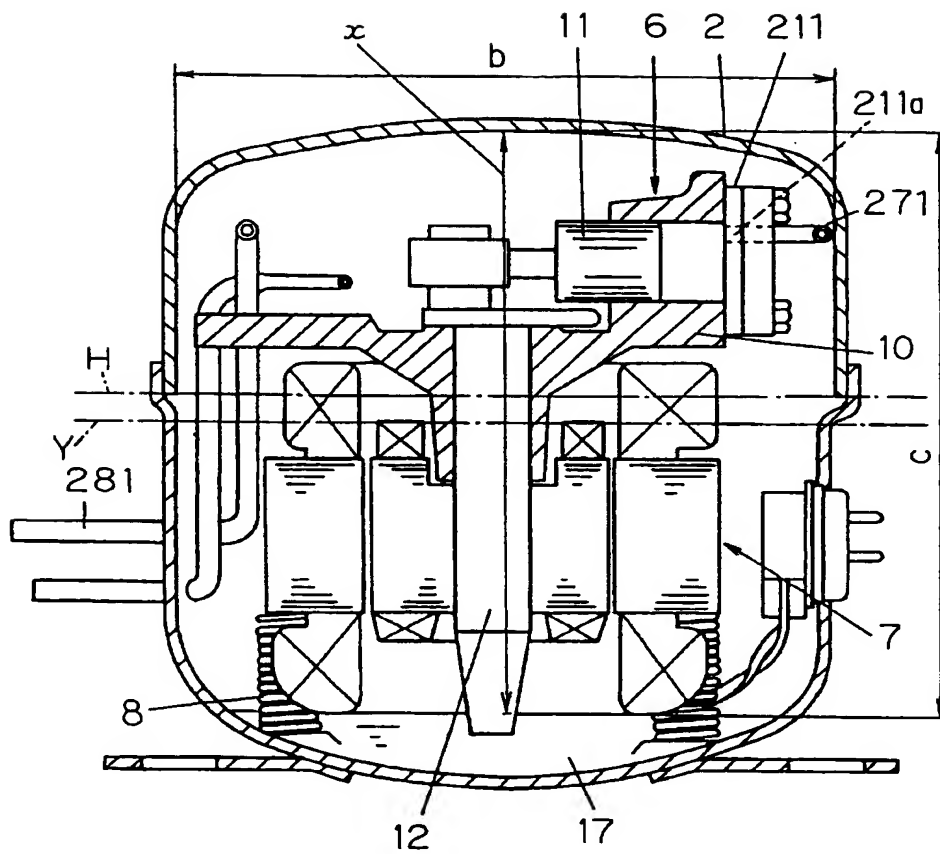


図 39

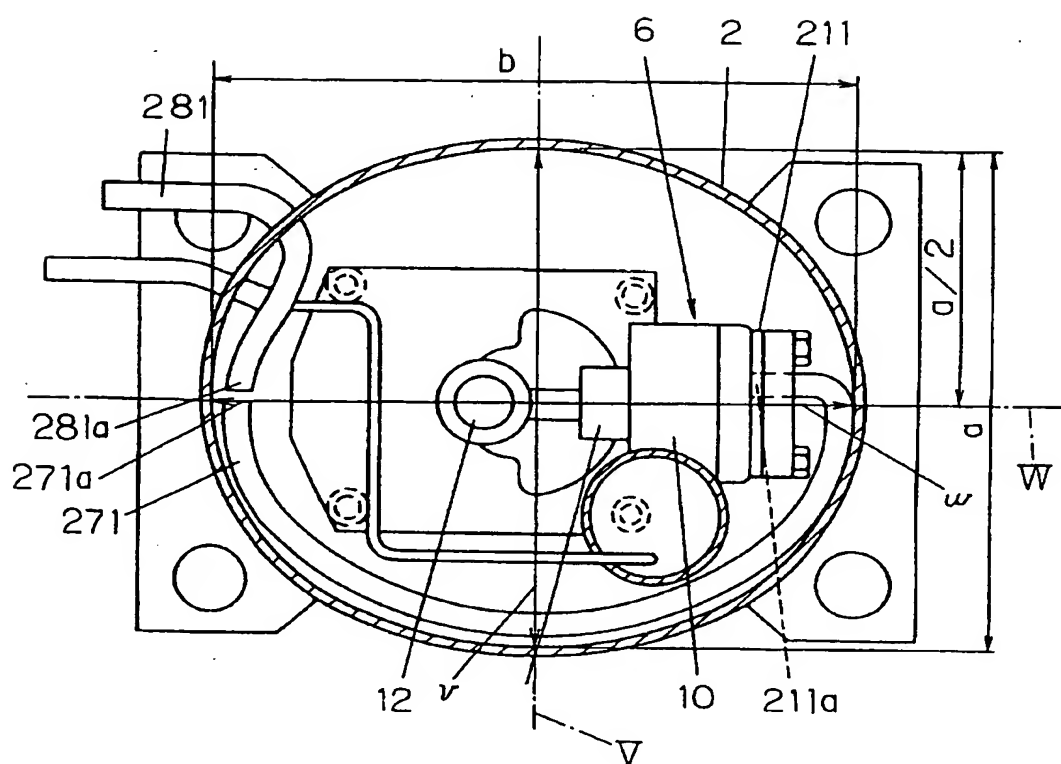


图 40

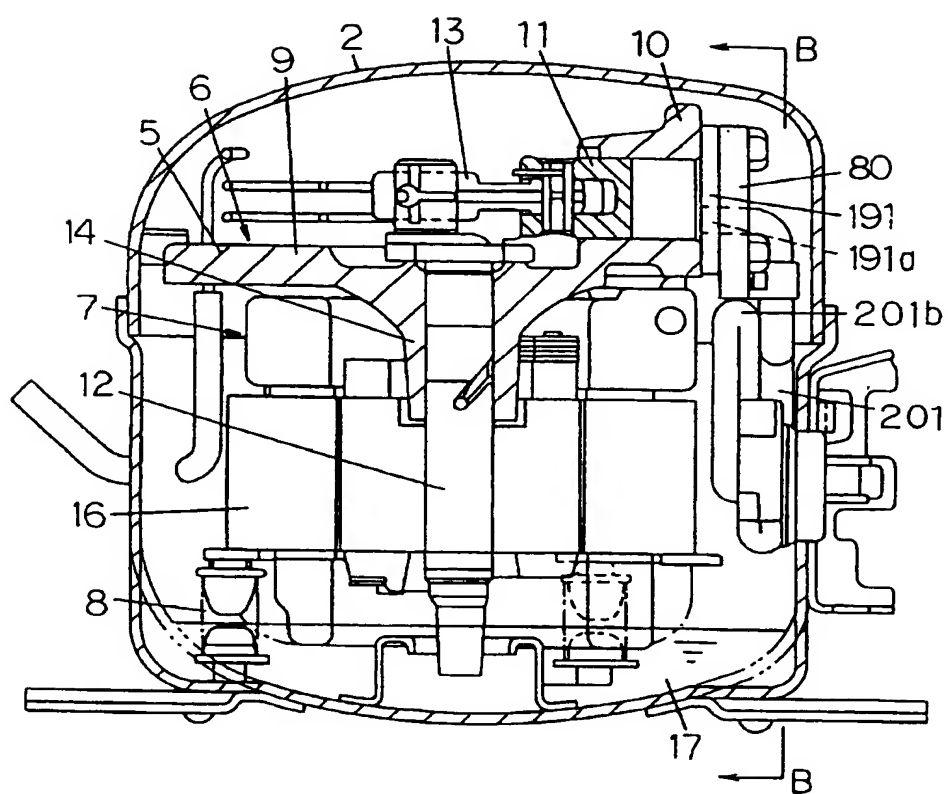


図 4 1

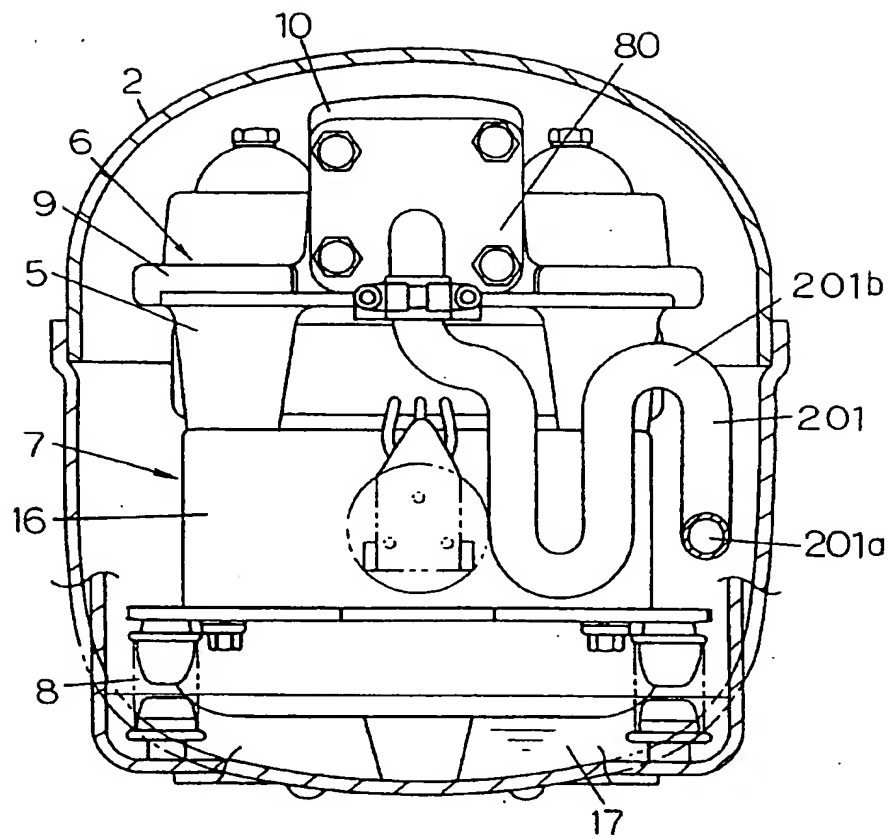


図 4 2

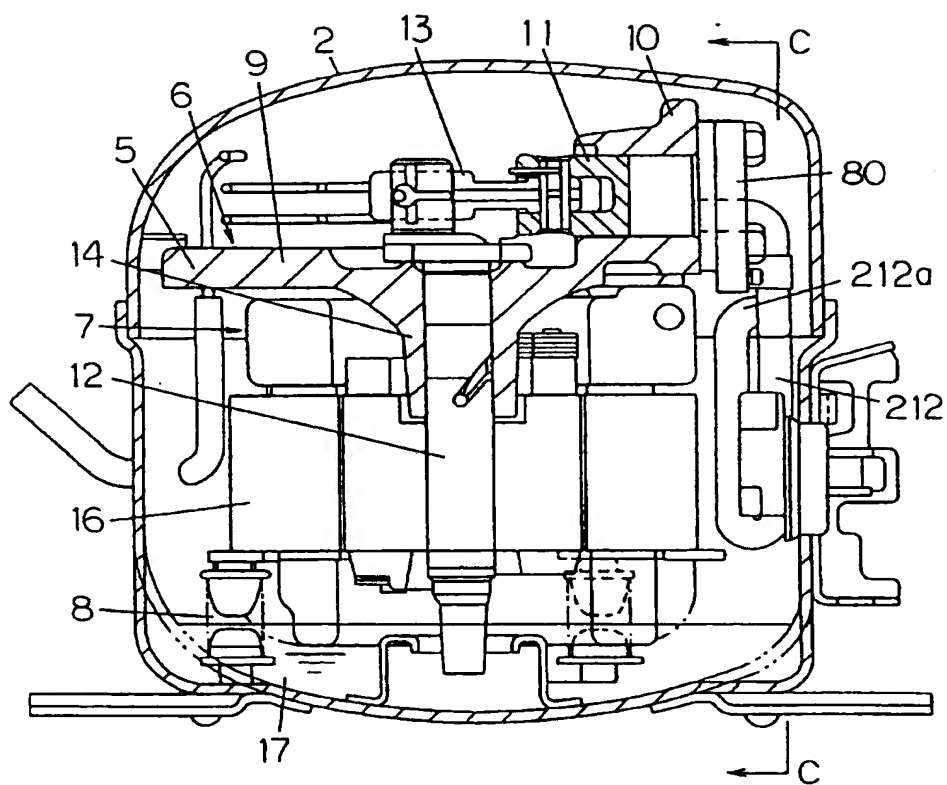
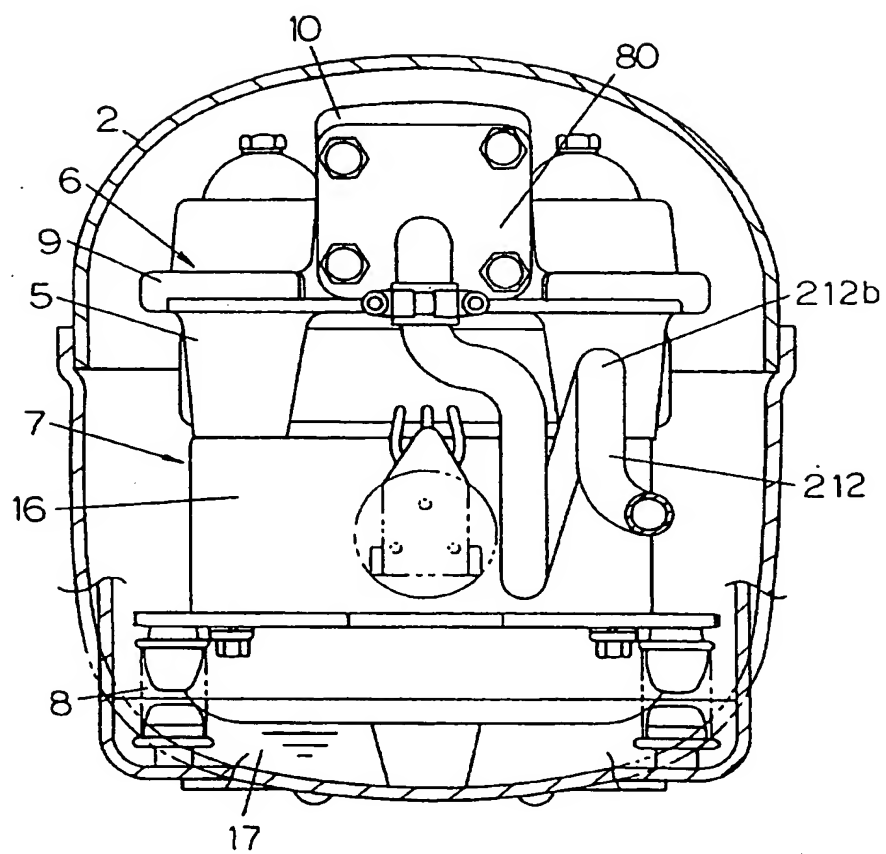
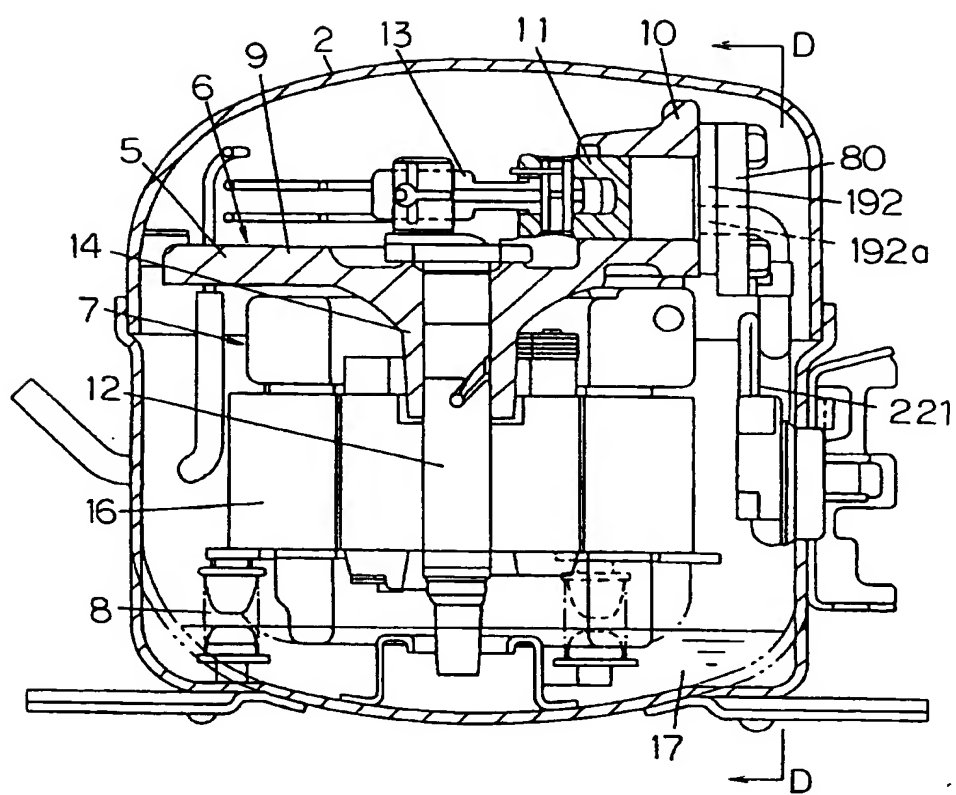


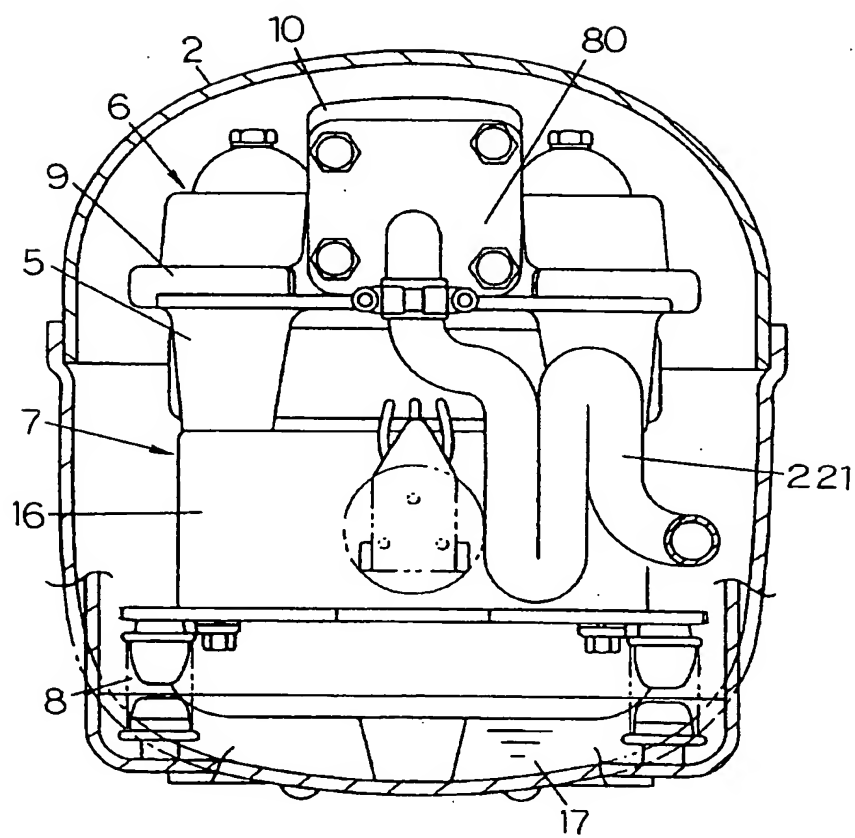
図 4 3



☒ 4 4



☒ 4 5



☒ 4 6

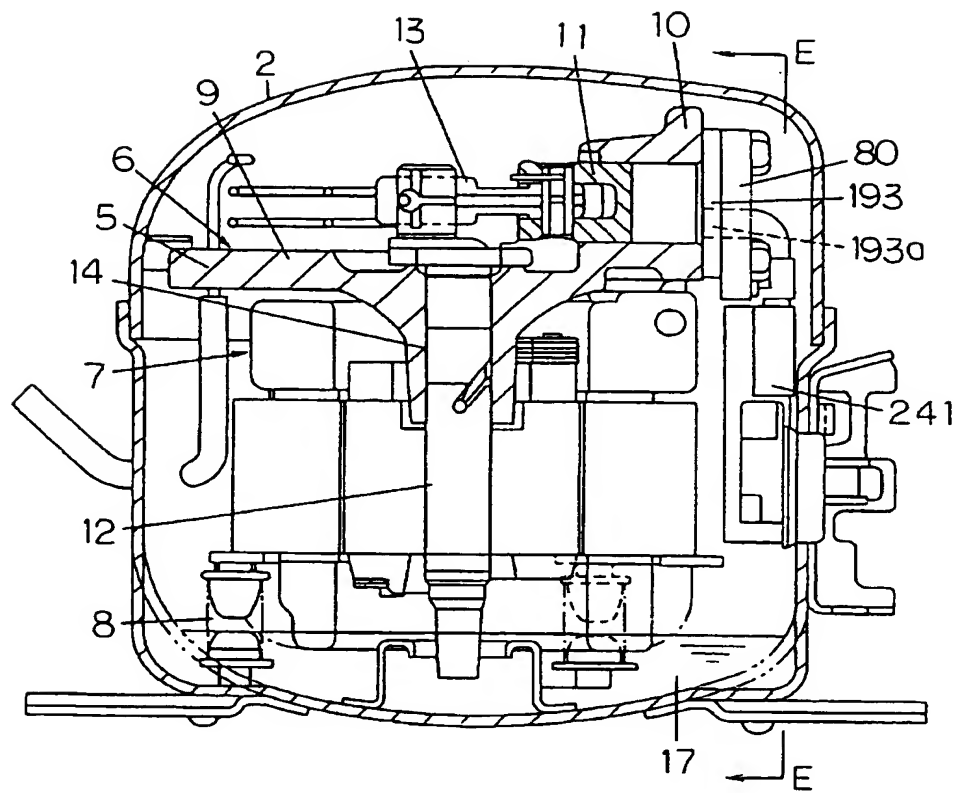


図 47

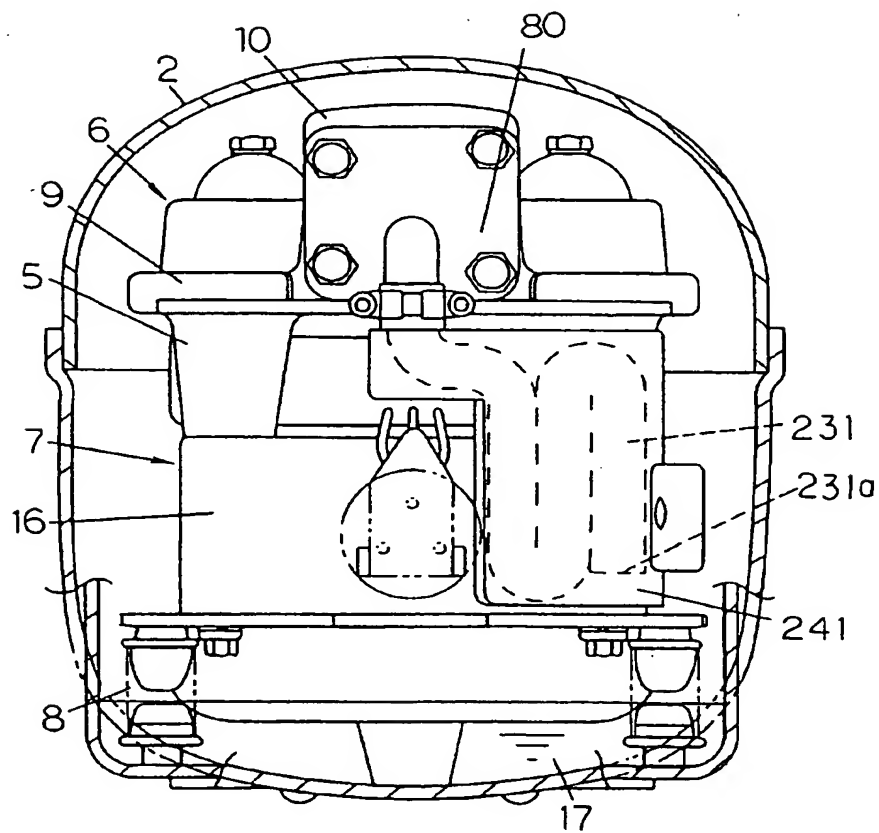


図 48

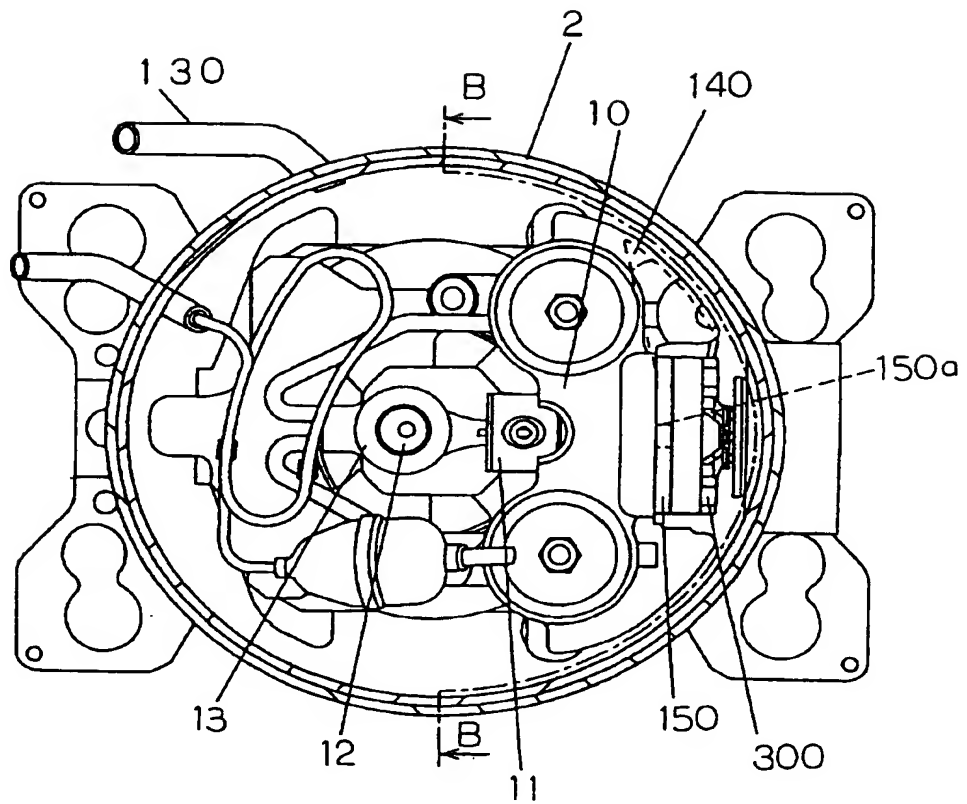
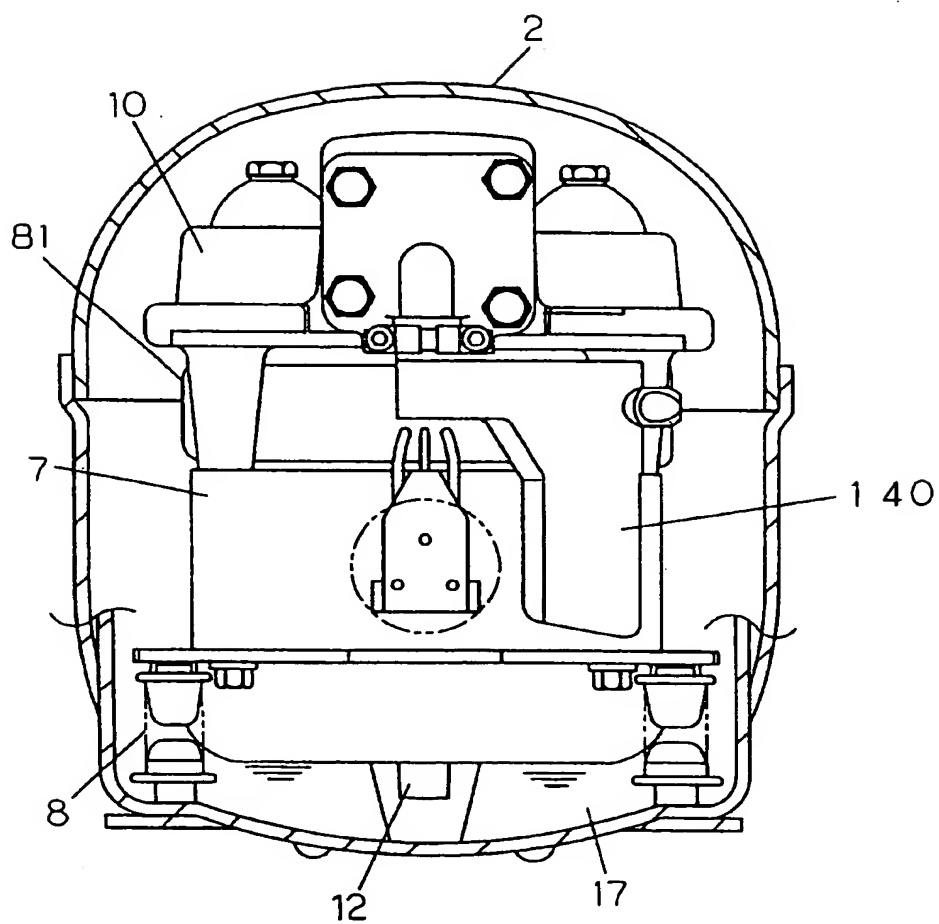


図 4 9



☒ 5 0

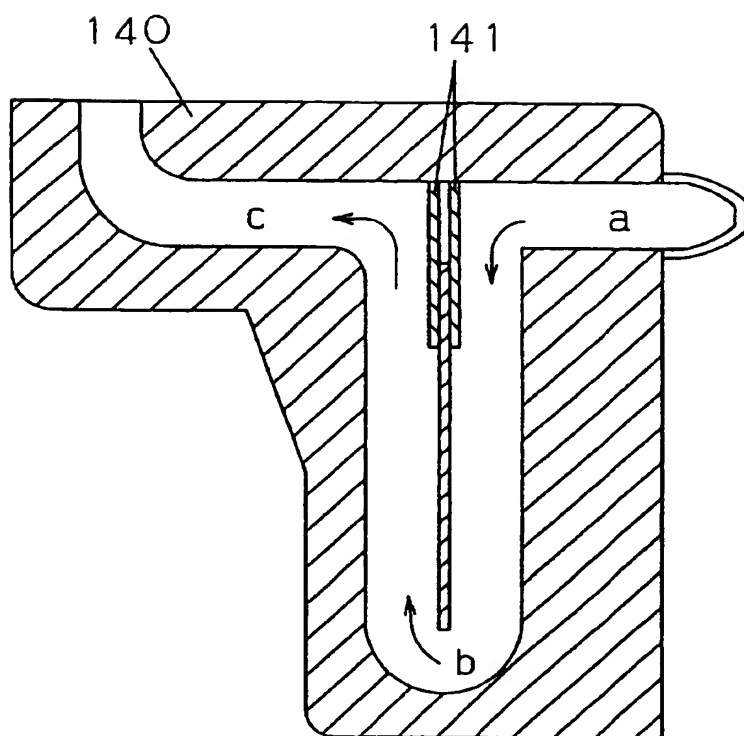
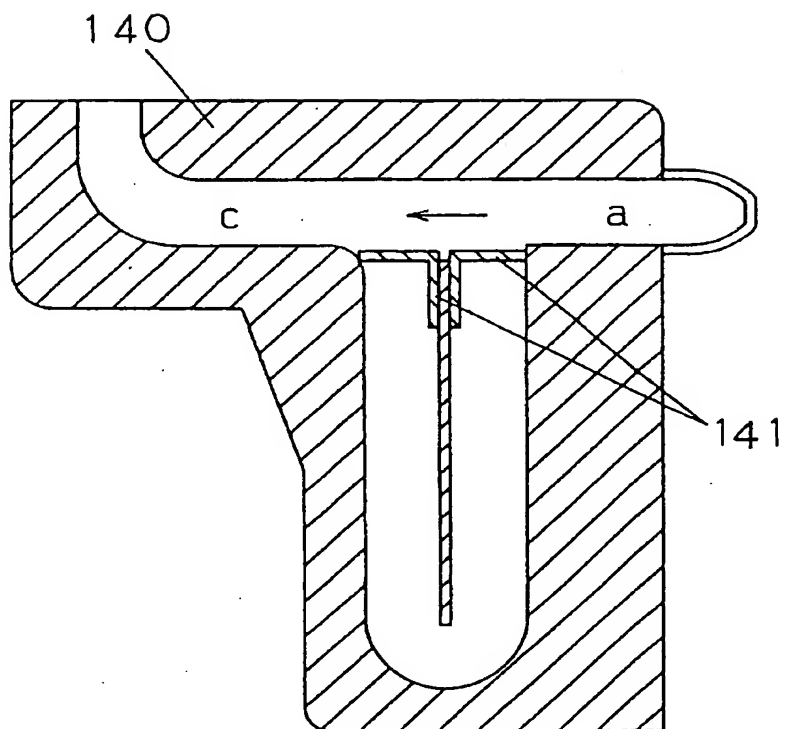


図 5 1



47/67

図 5 2

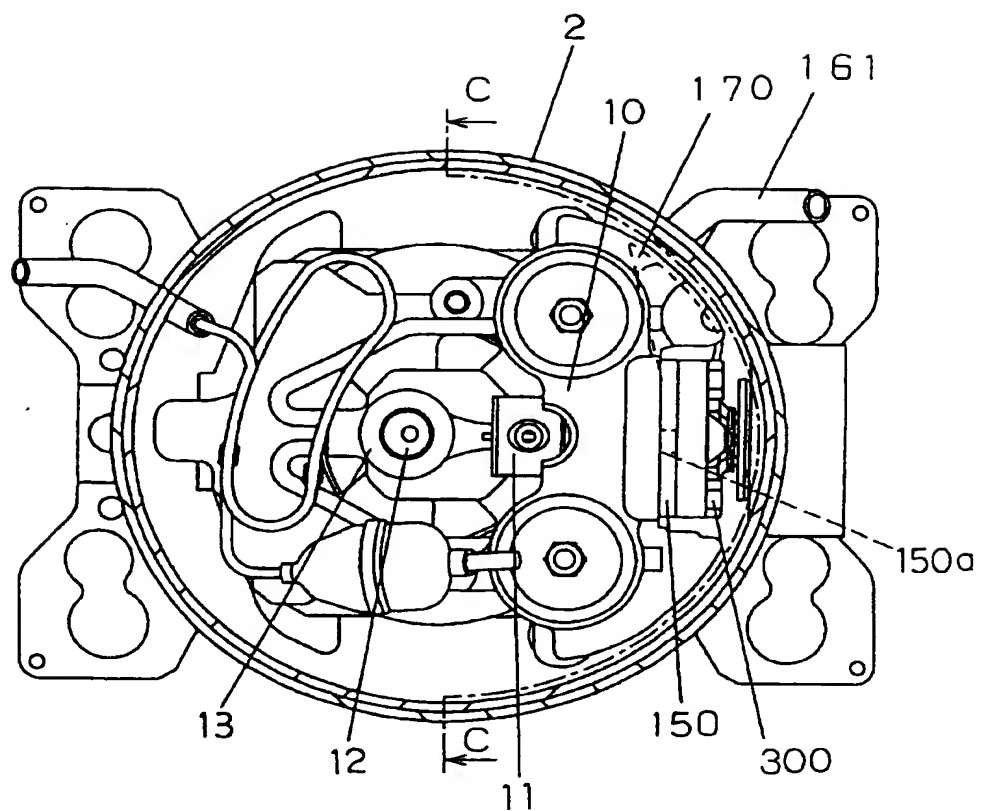


図 5 3

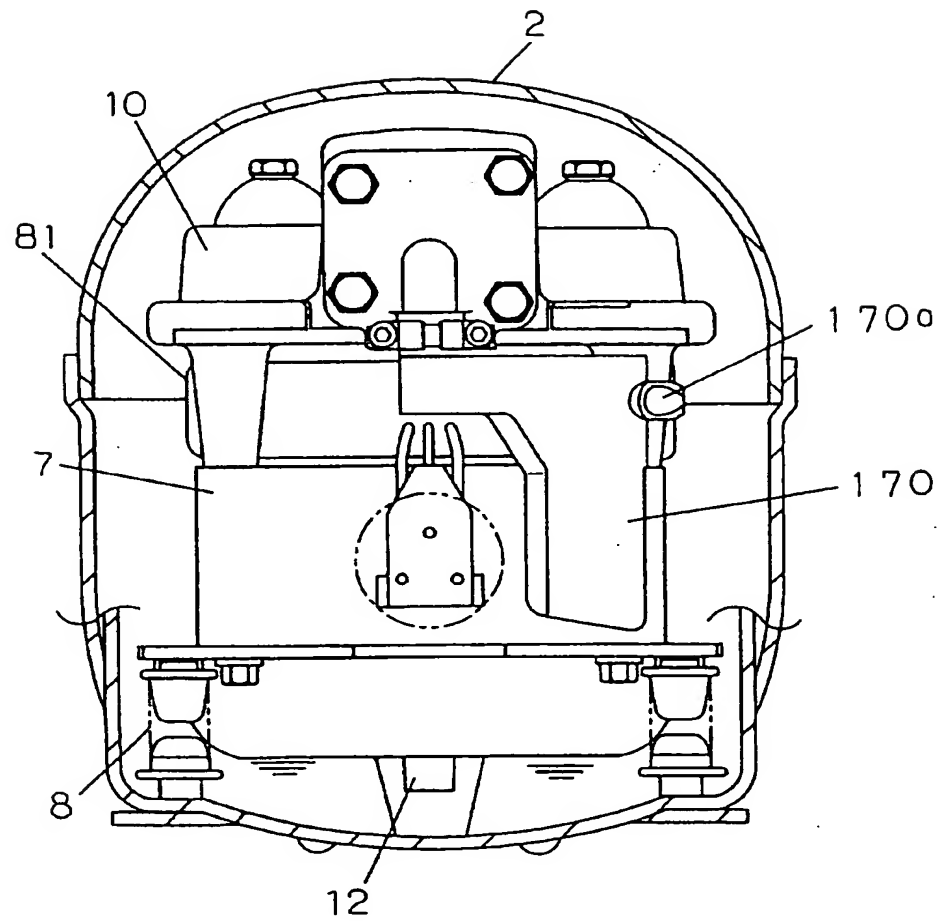
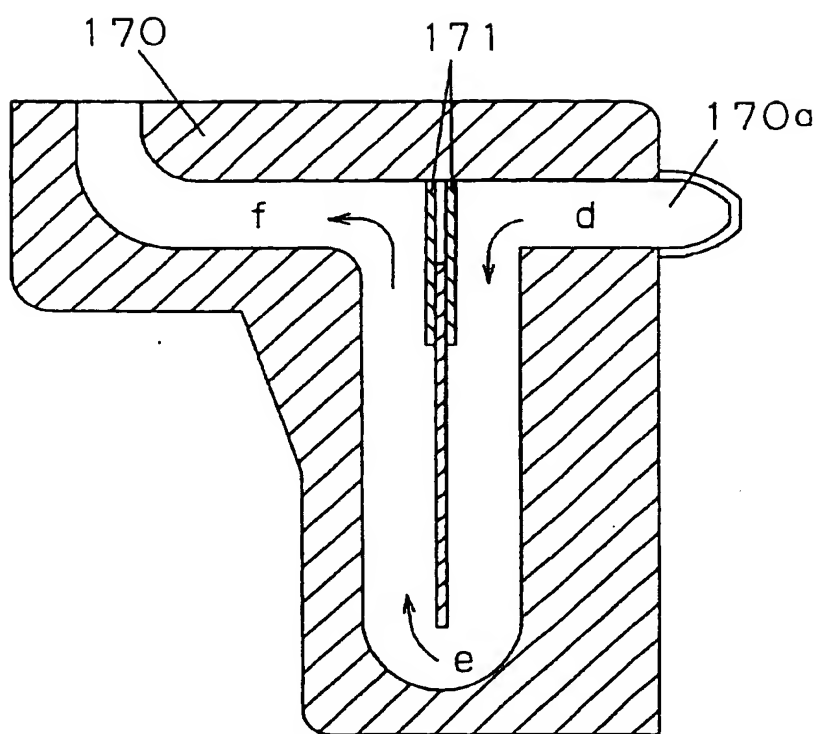
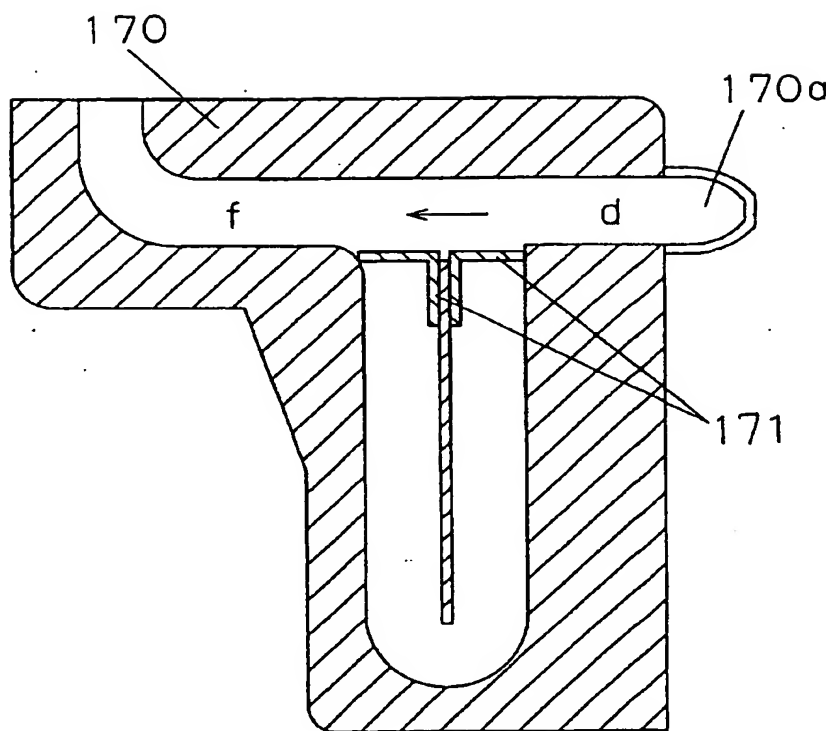


図 5 4



☒ 5 5



51/67

☒ 5 6

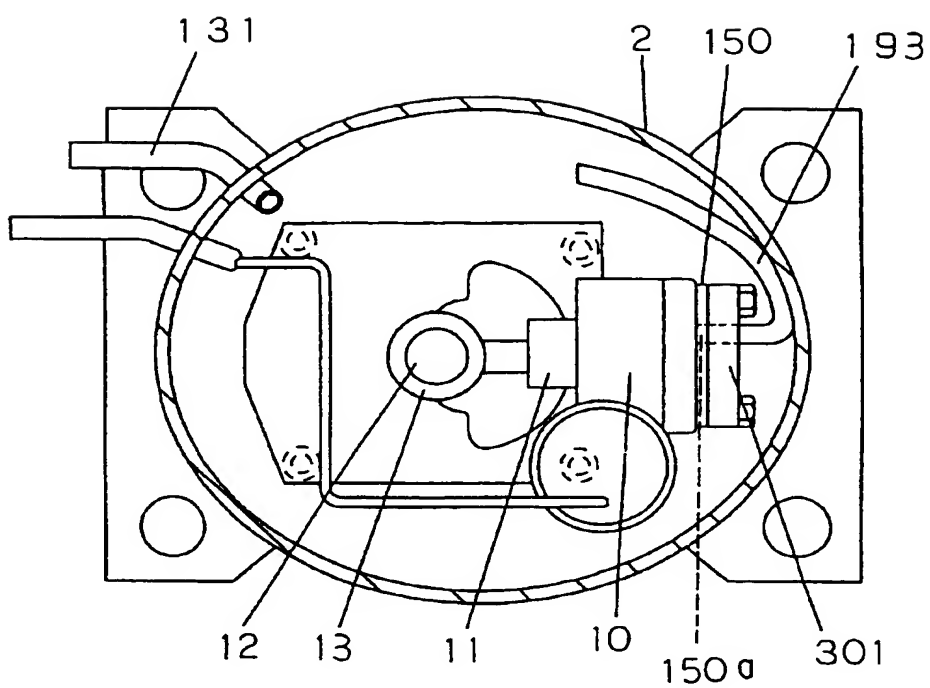


図 57

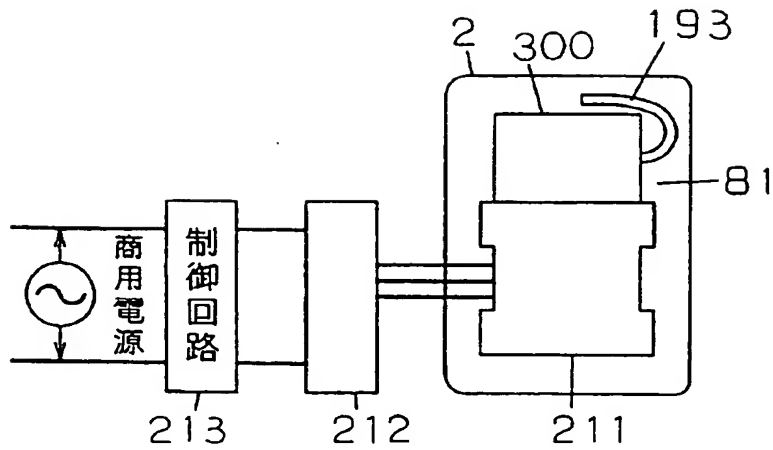


図 5 8

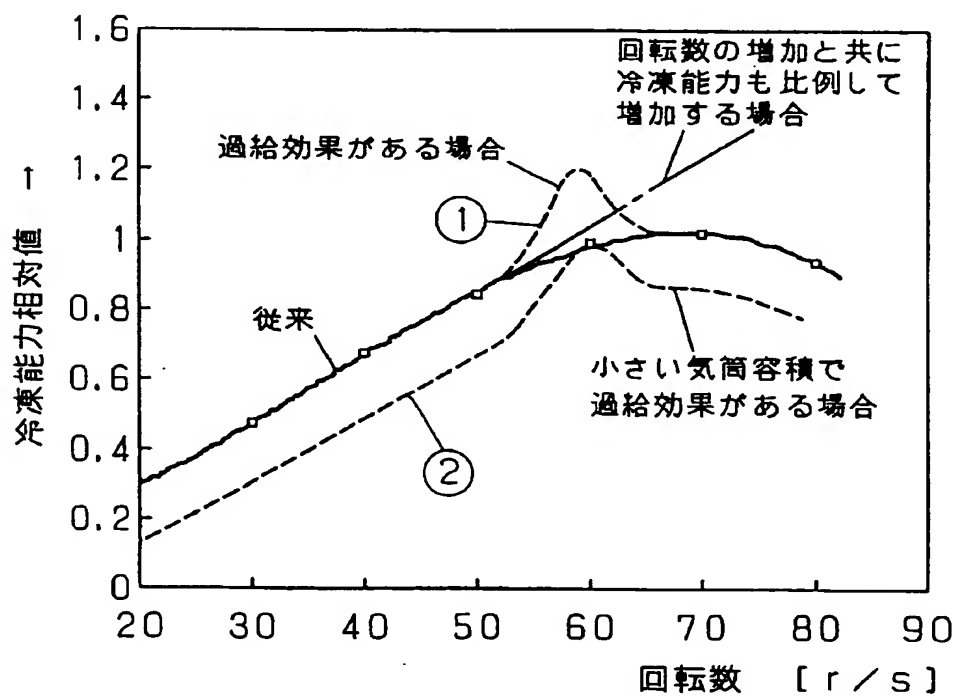


図 5 9

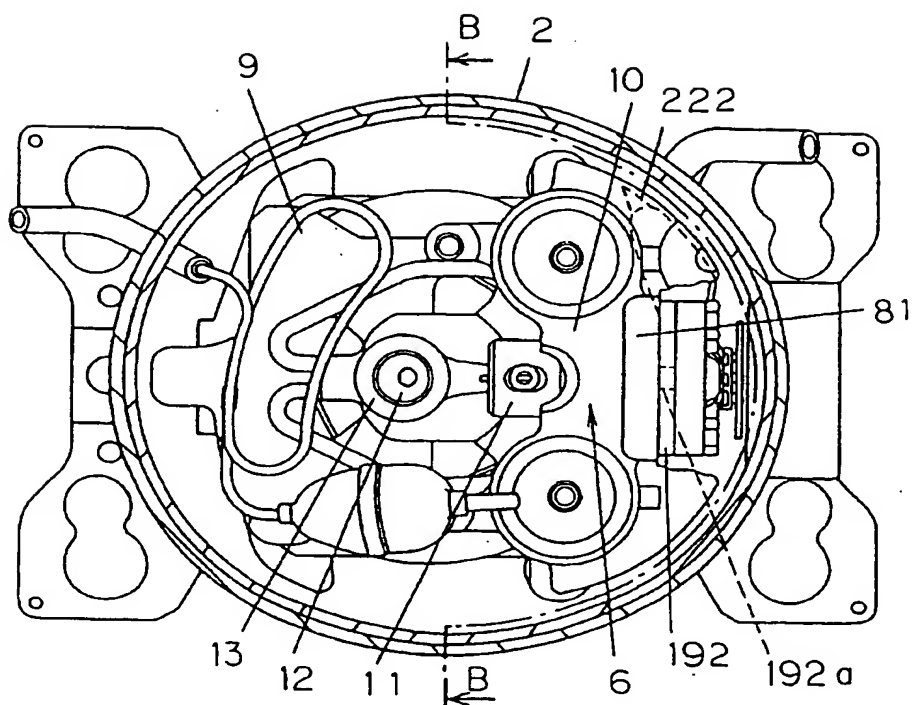
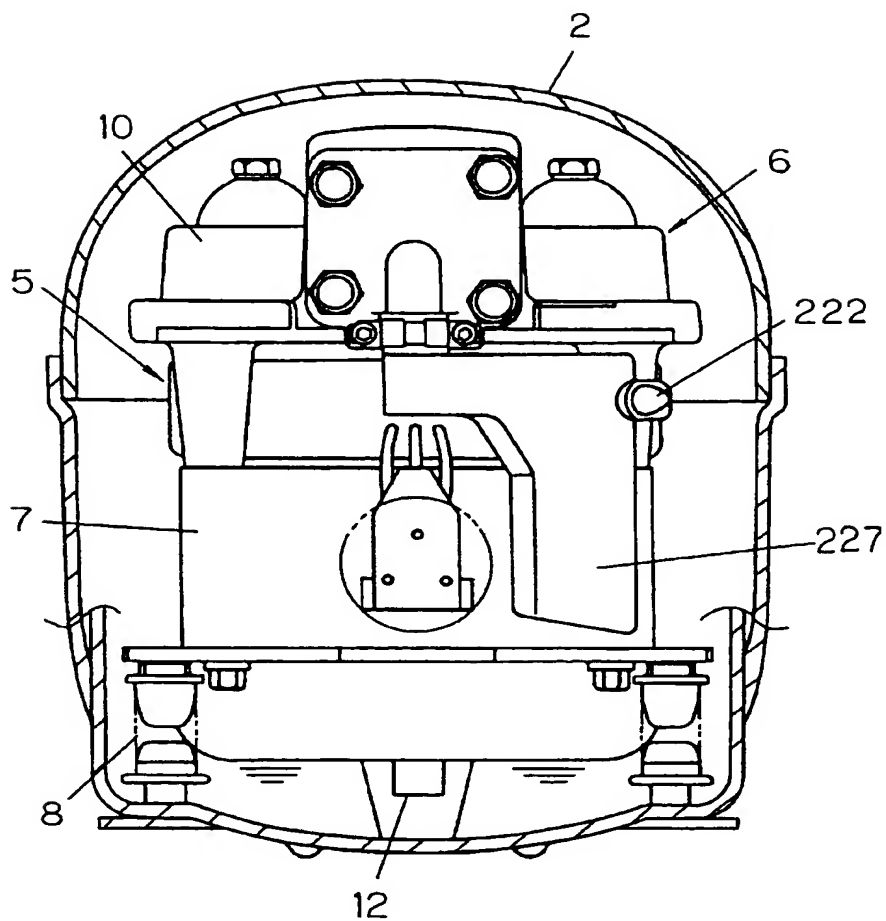
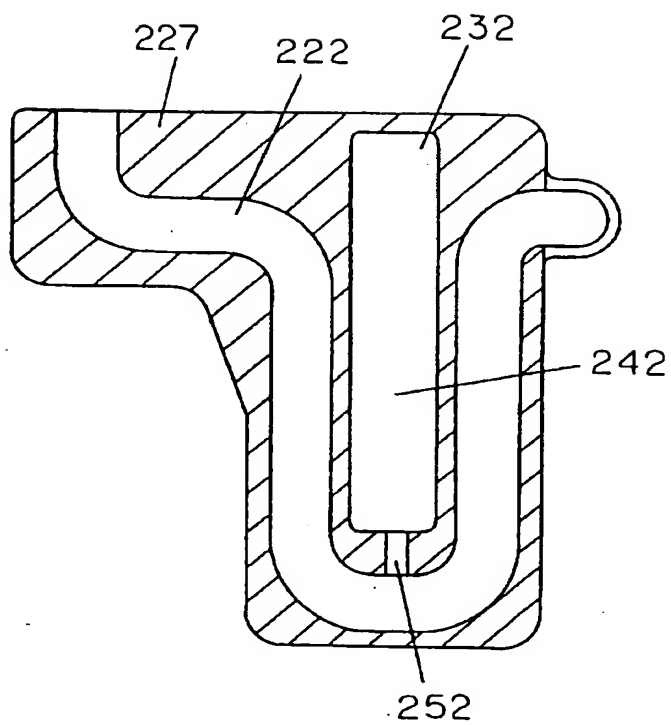


図 60



⊗ 6 1



57/67



6 2

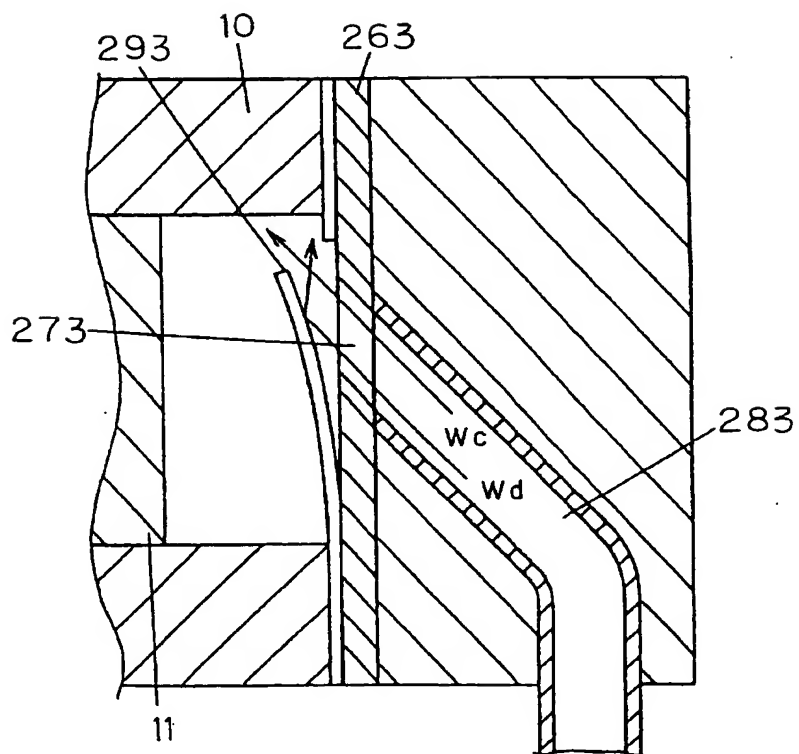


図 6 3

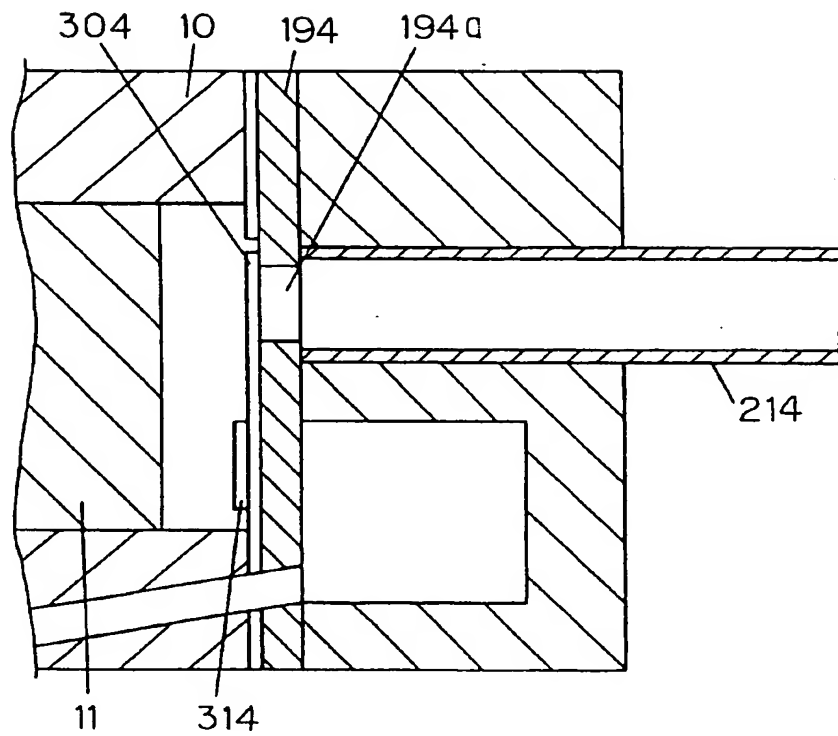


図 6 4

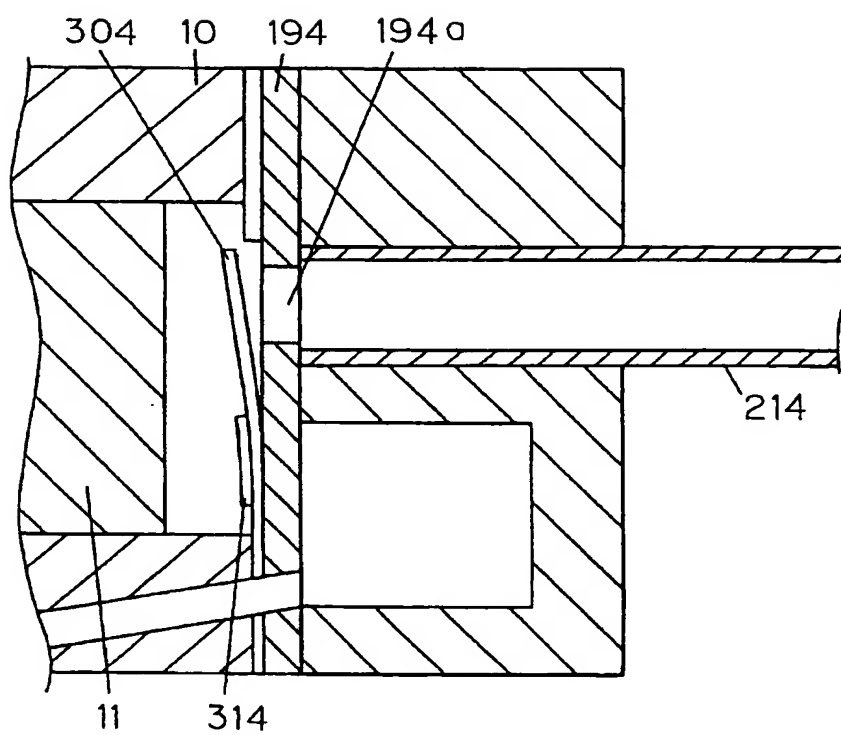
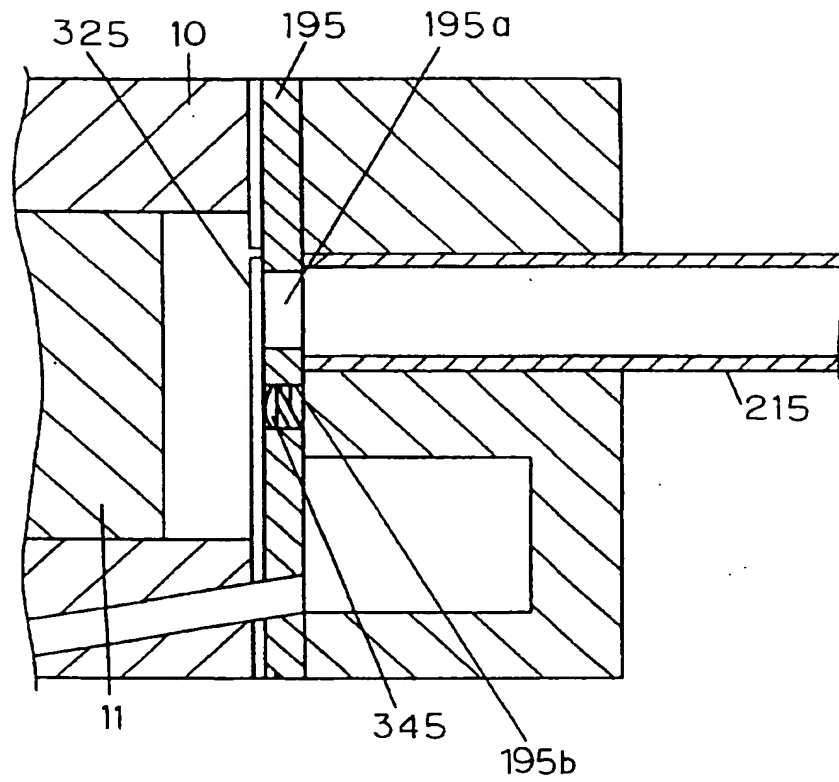
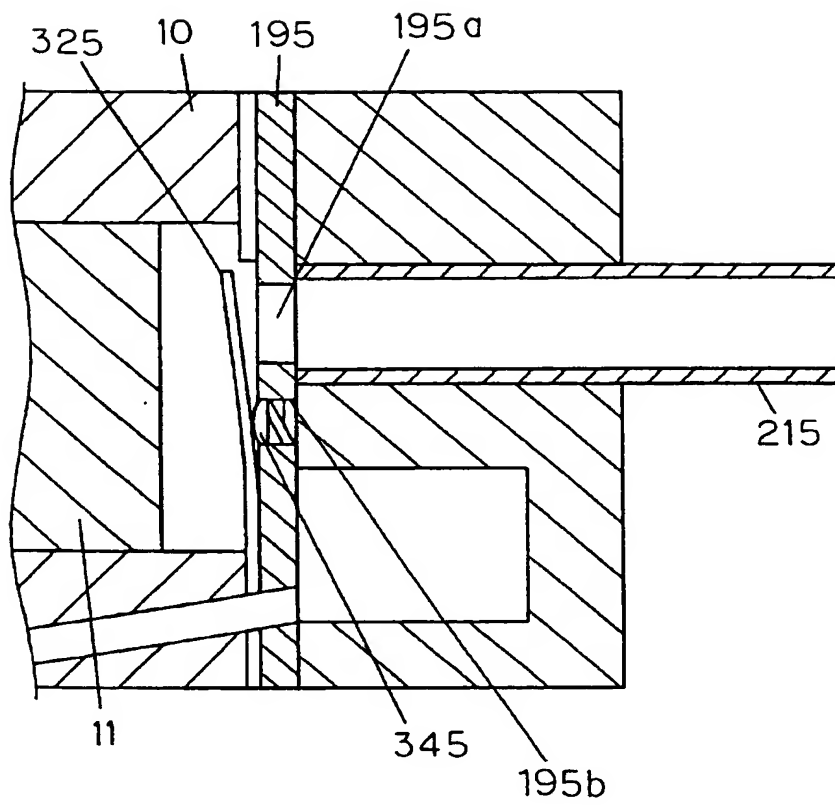


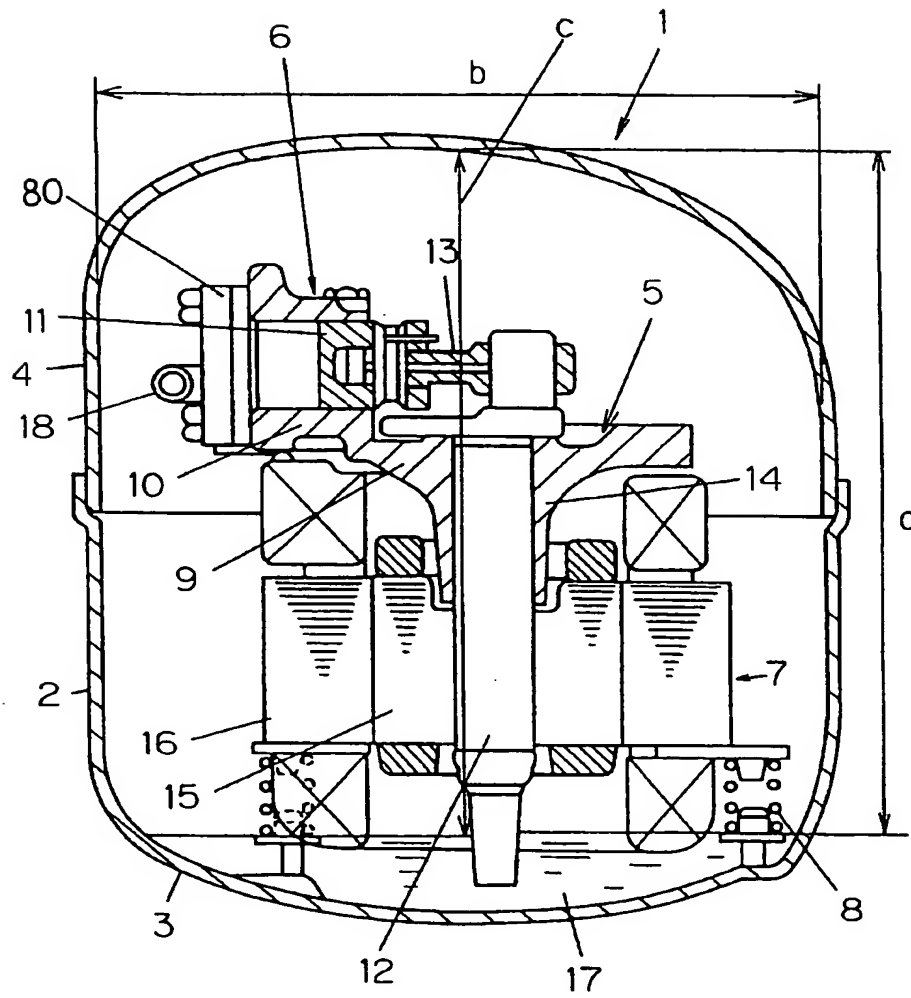
図 6 5



⊗ 6 6



⊗ 6 7



☒ 6 8

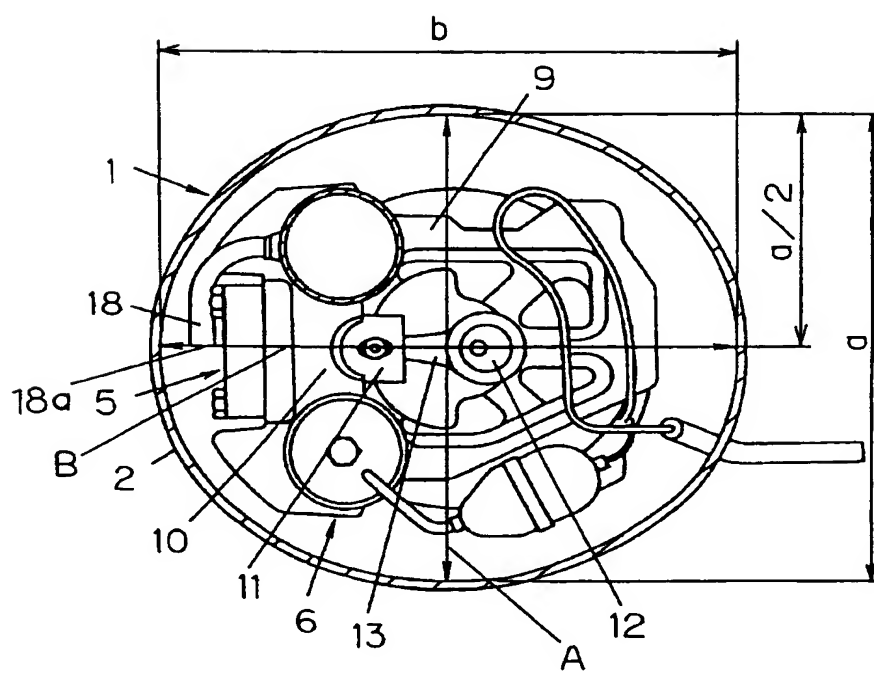
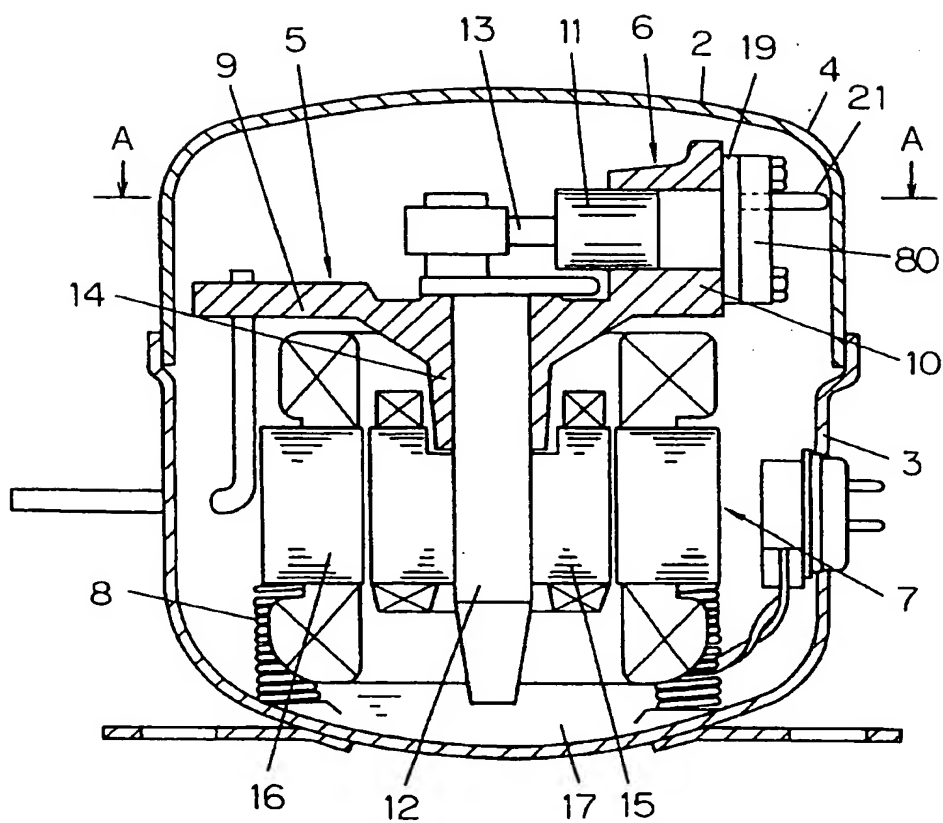


図 69



7 0

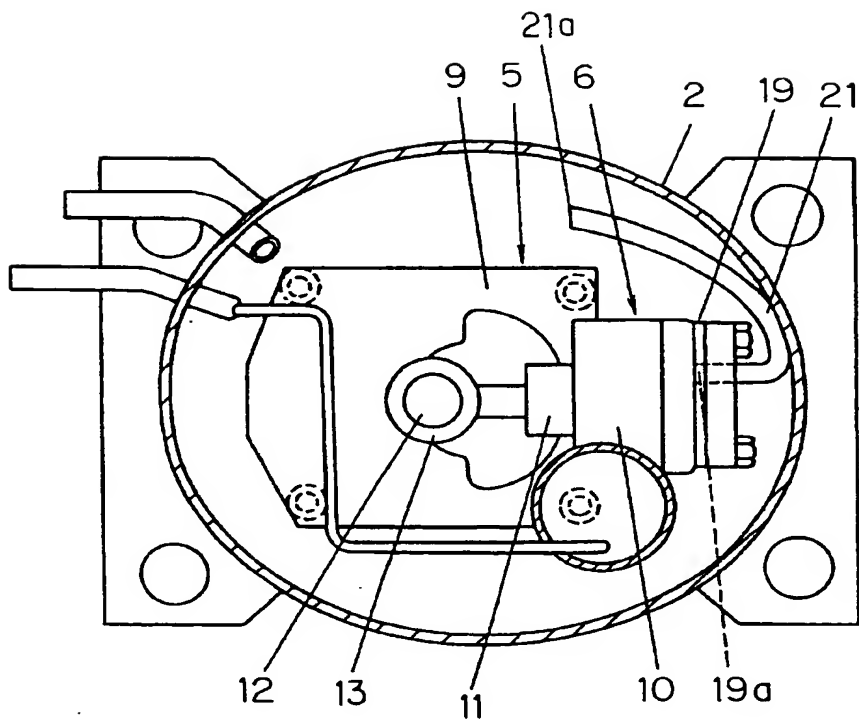


図 7 1

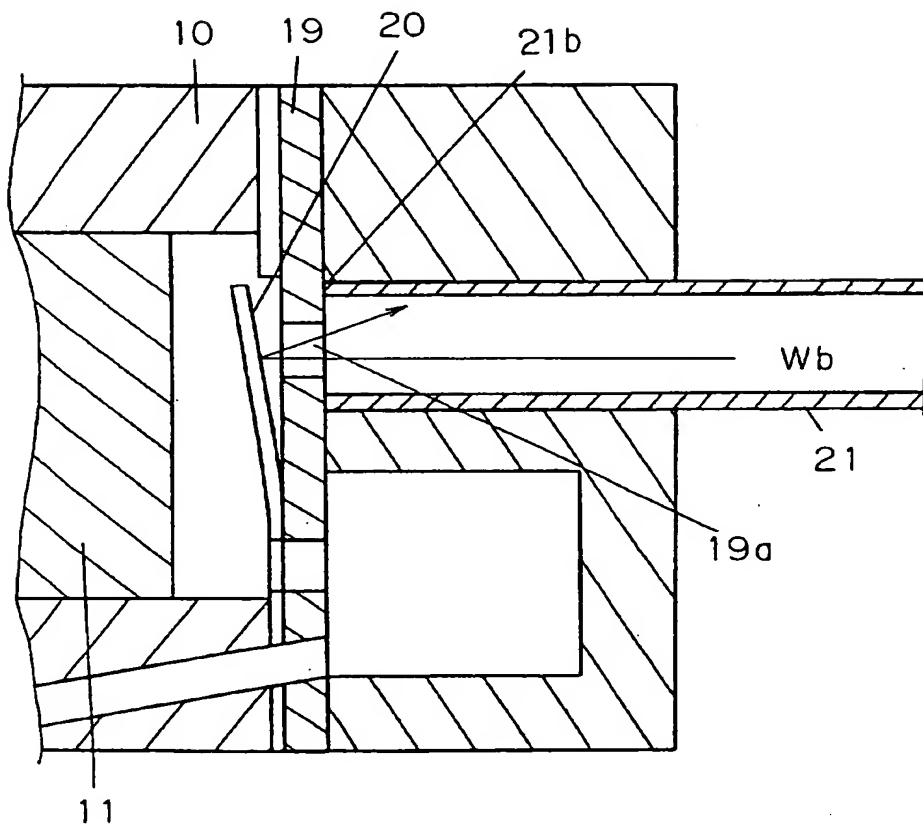


図 7 2

